

Розділ 4 шахтні підйомні установки механічна частина підйомних установок

4.1 Загальні відомості про підйомні установки

Підйомні установки класифікують за:

висотою підйому для шахт: неглибоких - до 500 м; середньої глибини - від 500 до 1000 м; глибоких від 1000 до 1500 м; надглибоких - понад 1500 м;

призначенням: головні - для підйому корисних копалин; допоміжні - для спуску-підйому людей та транспортування різних вантажів (породи, обладнання, матеріалів), причому вони можуть бути людські, вантажні та вантажолюдські; прохідницькі - для транспортування вантажів та людей при проходці та поглибленні стволів шахт;

орієнтуванням шляхів транспорту: вертикальні, похилі (останні вивчаються в курсі шахтного транспорту);

типом підйомних судин: з цебрами, з неперекидними клітьми, зі скіпами, з перекидними клітьми;

типом органів для навівки підйомного каната: з органами навівки постійного радіусу (циліндричні барабани, провідні шківи тертя); з органами навівки змінного радіусу (біциліндроконічні барабани та ін.);

числами підйомних канатів: одноканатні, багатоканатні;

врівноваженням: неврівноважені системи, врівноважені системи (з врівноважуючим підвісним канатом при органах навівки постійного радіусу, з органами навівки змінного радіусу); типу електроприводу: з асинхронним електроприводом, із приводом постійного струму. Підйомні установки з двоповерховими неперекидними клітьми та зі скіпами показані на рис. 1.

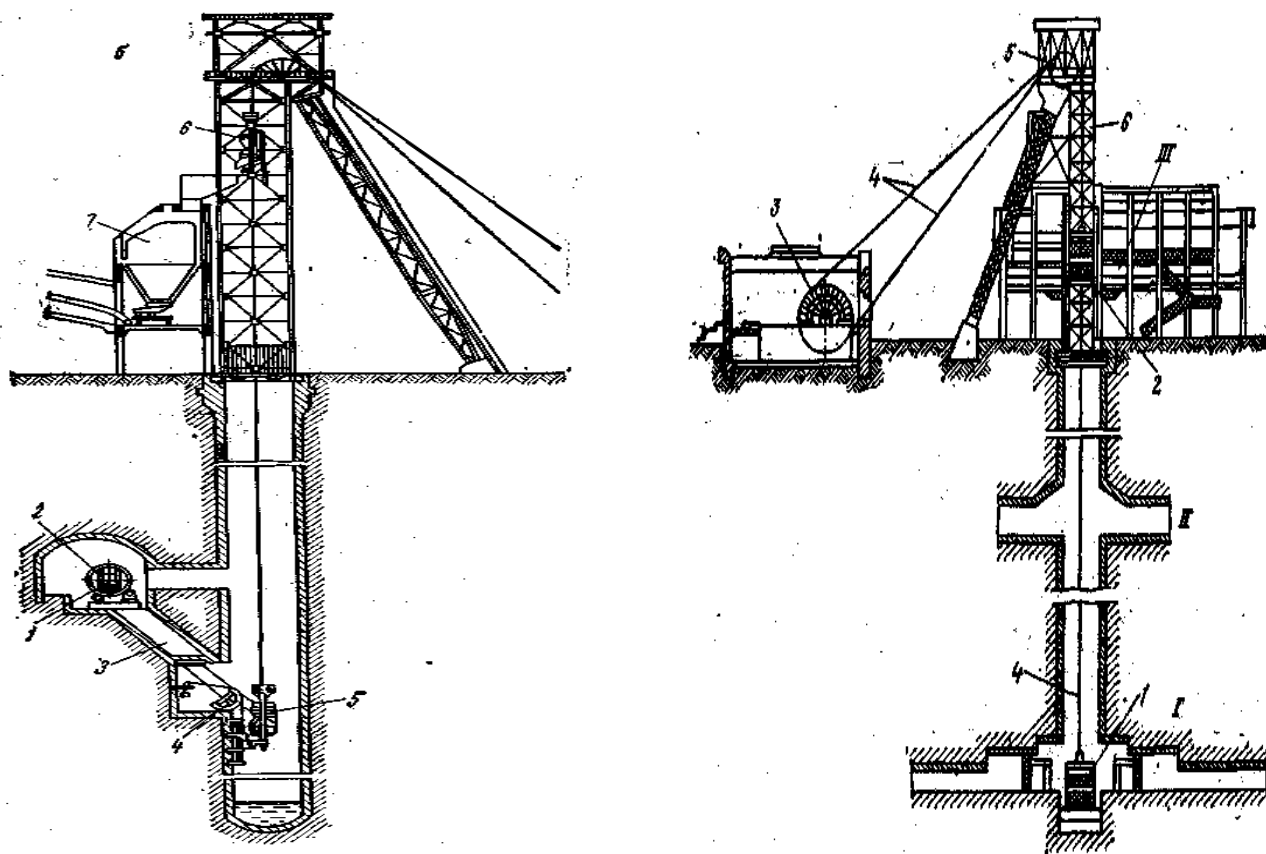


Рис. 1 - Підйомні установки: а - клітьова, б - скіпова

При клітьовому підйомі (рис. 1, а) розвантажувально-вантажні операції проводяться

одночасно в кліті 1 на нижньому I або проміжному II горизонтах шахти (відповідно нижній та проміжний приймальні майданчики) і в кліті 2 в надшахтній будівлі III (верхній приймальний майданчик).

Рух клітей проводиться підйомною машиною 3 за допомогою підйомних канатів 4, перекинутих через напрямні шківів 5 на копре 6. При обертанні двигуном органів навивки канатів один канат навивається, а інший звивається з них, завдяки чому відбувається одночасне підйом однієї кліті і спуск іншої.

При скіповій установці (рис. 1, б) завантажена вагонетка 1 розвантажується за допомогою перекидача 2 в бункер 3, звідки через дозатор 4 завантажується скіп 5. Одночасно завантаженням скіпа 5 розвантажується скіп 6 бункер 7 на поверхні.

При встановленні з перекидними клітями завантаження їх корисними копалинами аналогічне до завантаження звичайних клітей, розвантаження в бункер на поверхні здійснюється поворотом платформи кліті разом з вагонеткою на кут 135° .

Іноді замість двоклітинної та двоскіпової установок застосовується одноклітинна або однокіпова установка з підйомною судиною на одній гілці каната та противагою на іншій.

Підйомна машина складається з органів навивки підйомних канатів, редуктора, підйомного двигуна, апаратури управління та захисту та розташовується або в будівлі на рівні землі, як показано на рис. 1, або на копрі при багатоканатних установках.

4. 2 Підйомні судини

Бадді застосовують при проходці та поглибленні стовбурів шахт для спуску - підйому людей та транспортування породи, матеріалів та обладнання.

Баддя (рис. 2, а) складається зі зварного кузова 1 і дуги 2. Кузов і днище бадді виготовляють з листової сталі товщиною відповідно 6 ...8 і 10... 12 мм.

Бадді діляться на самоперекидні (БСП) і неперекидні (БП).

Самоперекидна баддя в нижній частині кузова має дві цапфи 3, навколо яких вона повертається при розвантаженні. Цапфи входять у гнізда 4 прямої рамки (рис. 2, б), яка переміщається в провідниках, забезпечуючи стійке положення бадді при русі її по стовбуру. Для запобігання людям, що перебувають у цілі, від випадково падаючих предметів направляюча рамка має парасольку 5.

Неперекидна цебра по конструкції аналогічна самоперекидній.

Для розвантаження її на дно закріплені два кільця.

Кінцеве навантаження на канат складається з маси бадді, підвісного пристрою, що направляє рамки та вмісту бадді.

Баддю підвішують до каната за допомогою підвісного пристрою (рис. 3). Дуга бадді входить у зів гака 1 (рис. 3, а) з засувкою 2. Гак спирається на зав'язаний підшипник 3, вмонтований у нижню траверсу 4.

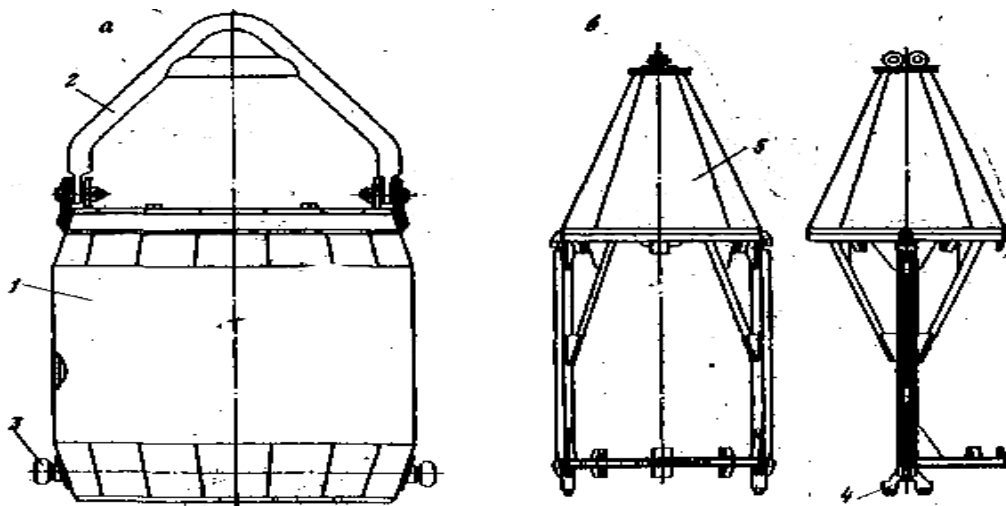


Рис. 2 – Самоперекидна баддя: а – загальний вигляд; б - напрямна рамка

Верхня траверса 5 з'єднується з нижньою щокми 6. Канат закритої конструкції закріплюється в

основній клиновій муфті 7 і страхуючій голчастій муфті 8. Обидві муфти розраховані на повне навантаження, що діє на причіпний пристрій. У клиновій муфті канат утримується трьома запресованими секторними клинами. У голчастій муфті розпущений кінець каната розклинений секторними та голчастими клинами.

Підвісний пристрій для прядових канатів (рис. 3, б) аналогічно описаному, причому канат закріплюється в клиновій муфті 9. У цьому пристрої застосовані контрольні жимки 10, упорний жимок 11 і шайба - амортизатор 12.

Дані про цебра наведені в додатку 6. Н е п е р е к и д н і кліті застосовують для спуску - підйому людей та різних вантажів .

На шахтах нині застосовують одноповерхові та двоповерхові кліті на одну, рідше — дві вагонетки на поверсі.

Кліть (рис. 4) складається з каркаса 1, утвореного горизонтальними рамами з вертикальними стійками, підвісного пристрою 2, парашута 3, направляючих черевиків або роликів 4 для направлення кліті по провідникам стовбура, стопорів 5 для утримання вагонетки в кліті, що направляють 6 (при застосуванні парашутів, що діють на гальмівні канати 7), дверей 8, що одягаються при спуску - підйомі людей з торцевих сторін кліті та даху 9. Стінки кліті виготовляють з листової перфорованої сталі товщиною 2 - 3 мм.

Вкочування вагонеток у кліть проводиться їх самокатним рухом або штовхачем. Вагонетка, що вкочується, виштовхує вагонетку, що знаходиться, в кліті.

Приєднання підйомних канатів до кліт і скипів здійснюється за допомогою підвісних пристроїв, які можуть від'єднуватися від вантажонесучої конструкції підйомних судин.

За ПБ запас міцності підвісного пристрою підйомних судин, в яких транспортуються люди, повинен бути 13-кратним по відношенню до максимального статичного навантаження, а для судин виключно вантажних підйомів - 10-кратним.

Підвісний пристрій складається з причіпного пристрою, до якого приєднується підйомний канат, і елементів підвіски, що з'єднує причіпний пристрій з вантажопідйомною конструкцією підйомної судини.

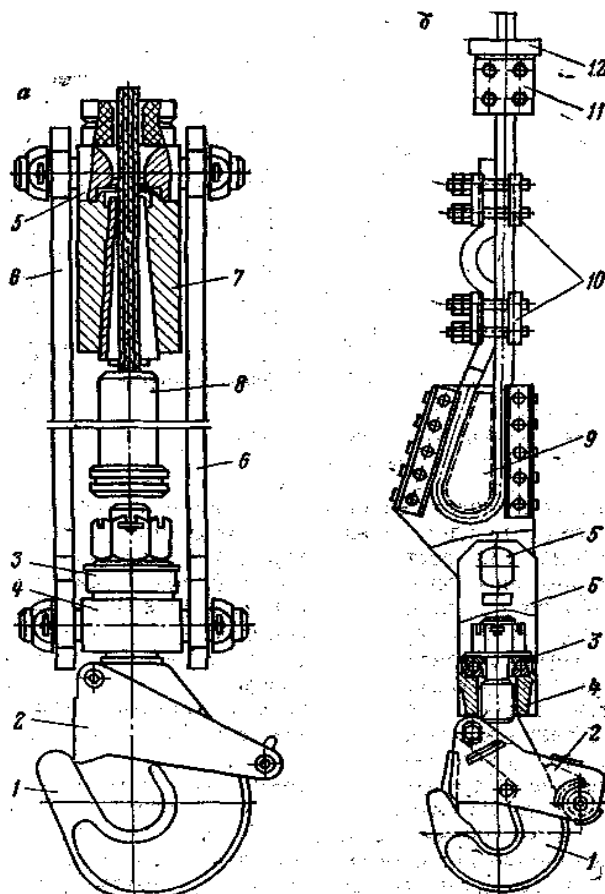


Рис. 3 - Підвісні пристрої бадей: а – для канатів закритої конструкції;
б – для прядових канатів

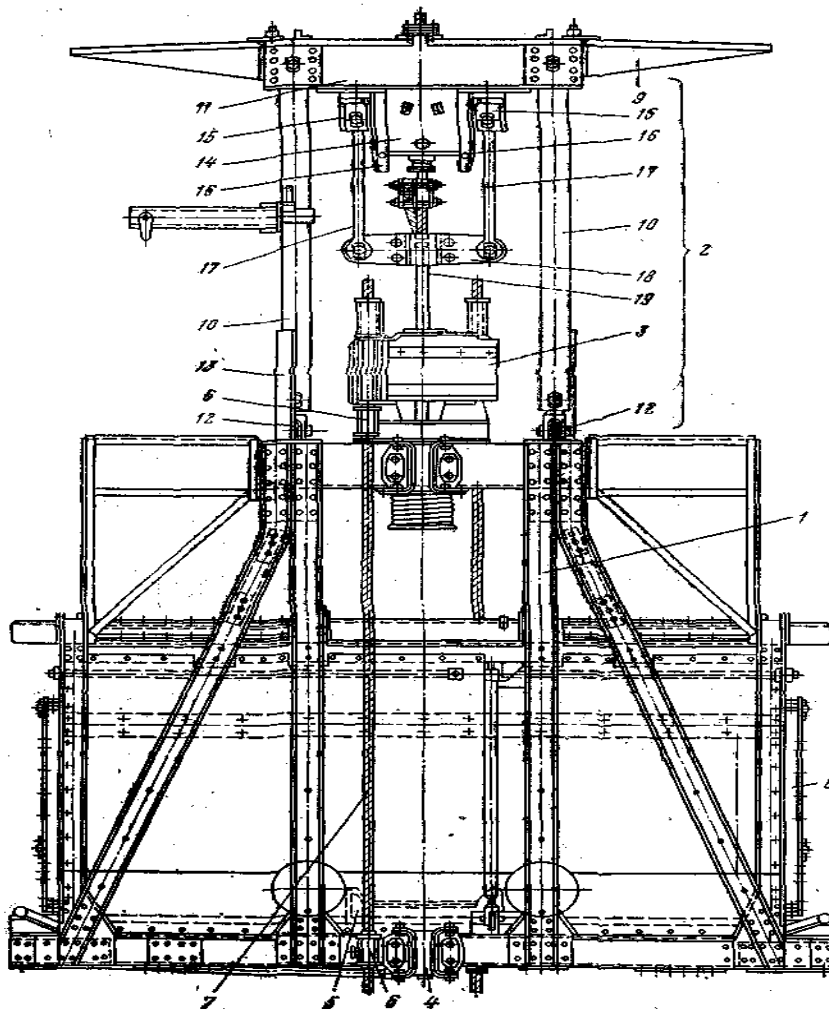


Рис. 4 - Неперекидна кліть

До причіпних пристроїв відносяться безжимкові важільно-клинові коуші та клинові безжимкові коуші з одностороннім затискуванням каната, а також грушоподібні коуші.

У важільно-клиновому коуші **КРГ** (мал.5 а) посудина своєю масою впливає на важелі 1, які за допомогою вертикальних 2 і горизонтальних 3 клинів передають зусилля на зворотні клини 4, що утримують підйомний канат. Корпус 5 прикритий знизу опорною втулкою 6, яка не допускає послаблення затиску при напуску каната. Втулка дозволяє послабити затискач під час перепанкування каната. Нижче втулки на відстані 40 мм встановлюють контрольний затискач, який при випадковому ковзанні каната в коуші упреться у втулку. В описаному коуші сильний пережим каната в жорстких клинах викликає біля входу каната в коуш велику напругу вигину і контактну напругу, у зв'язку з чим знижується працездатність і довговічність канатів.

Цього недоліку немає в безжимковому клиновому коуші **ККБ** з одностороннім затиском каната (рис. 5, б). У корпус такого коуша входить рухомий клин 1. Щоби корпусу 2 з'єднані між собою болтами 3. На клині 1 є футерована вставка 4. Канат 5 охоплює струмок клина, проходить через опорний вкладиш 6 і крениться до скоби 7. На канаті є контрольний затискач 8 з боку входу каната встановлений гасник поперечних коливань 9 - циліндрична втулка, закріплена на коуші, з набором гумових кілець різної жорсткості. Гвинтовий натяжний пристрій 10 необхідний фіксації клина в затиснутому положенні. З підйомною судиною коуш з'єднується пальцем 11.

Грушоподібний коуш 1 (рис. 5, в) охоплюється канатом, покладеним у його струмок. Вільний кінець каната кріпиться до робочої частини його шістьма-вісьма жимками або хомутами 2, розташованими на відстані 200 - 300 мм один від одного. Підйомний посуд підвішений до тяги 3, запобіжні ланцюги 4 приспущені. Такий причіпний пристрій застосовують на застарілих конструкціях підйомних судин.

Шарнірний П-подібний підвісний пристрій (див. рис. 4) для клітей з важільно-клиновим коушем може відхилятися по довжині та ширині кліті, що покращує умови роботи підйомного каната. У цьому пристрої 10 стійки шарнірно з'єднані з балкою 11 і з вушами 12 кліті. Поворот стійок

обмежується кронштейнами 13 та швелерами, що з'єднують балку. Навантаження від коуша 14 передається на балку через опори 15. Кутники 16, приварені до балки, є направляючими для коуша 14 при напуску каната. При обриві основної підвіски, утвореної стійками 10 і балкою 11, кліть утримується на запобіжній підвісці, що включає коуш 14, тяги 17, траверсу 18 і шток підвіски 19.

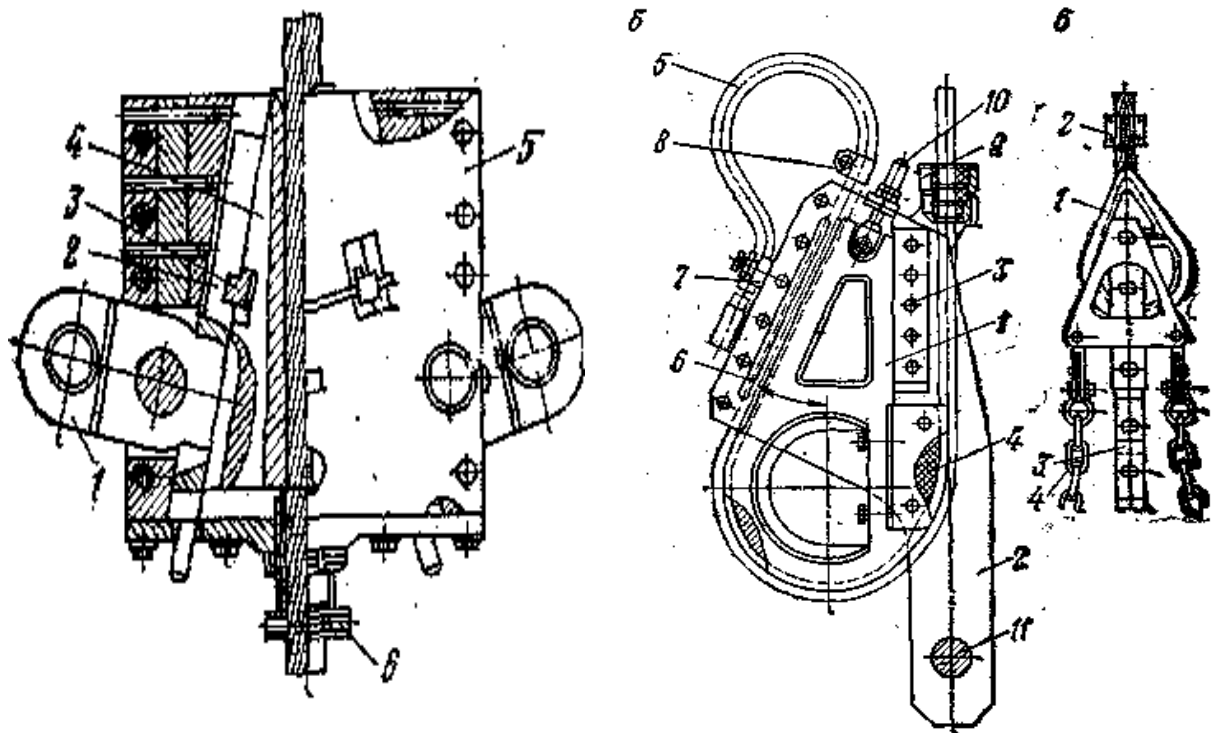


Рис. 5 - Причепні пристрої підйомних судин - коуші: а - важільно-клиновий; б – клиновий; в – грушоподібний

Підвісний пристрій типу КПК із клиновим коушем (рис. 6) є найбільш досконалим.

Підвісні пристрої багатоканатних установок бувають незрівнянні та зрівняльні.

Основними деталями беззрівняльного підвісного пристрою є (рис. 7, а) коуші 1 і гвинтові пристрої 2 регулювання натягу канатів. Ці пристрої приєднані до траверси 3 або безпосередньо до несучої балки судини. Рівномірне натяг канатів досягається періодичною їх перепанцируванням і, крім цього, - зміною довжини підвіски за допомогою гвинтових пристроїв 2.

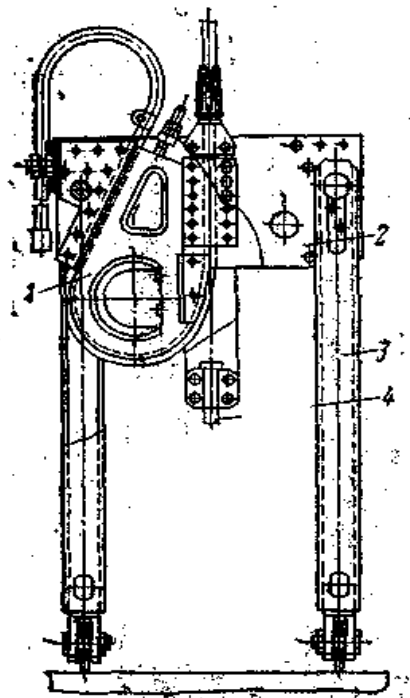


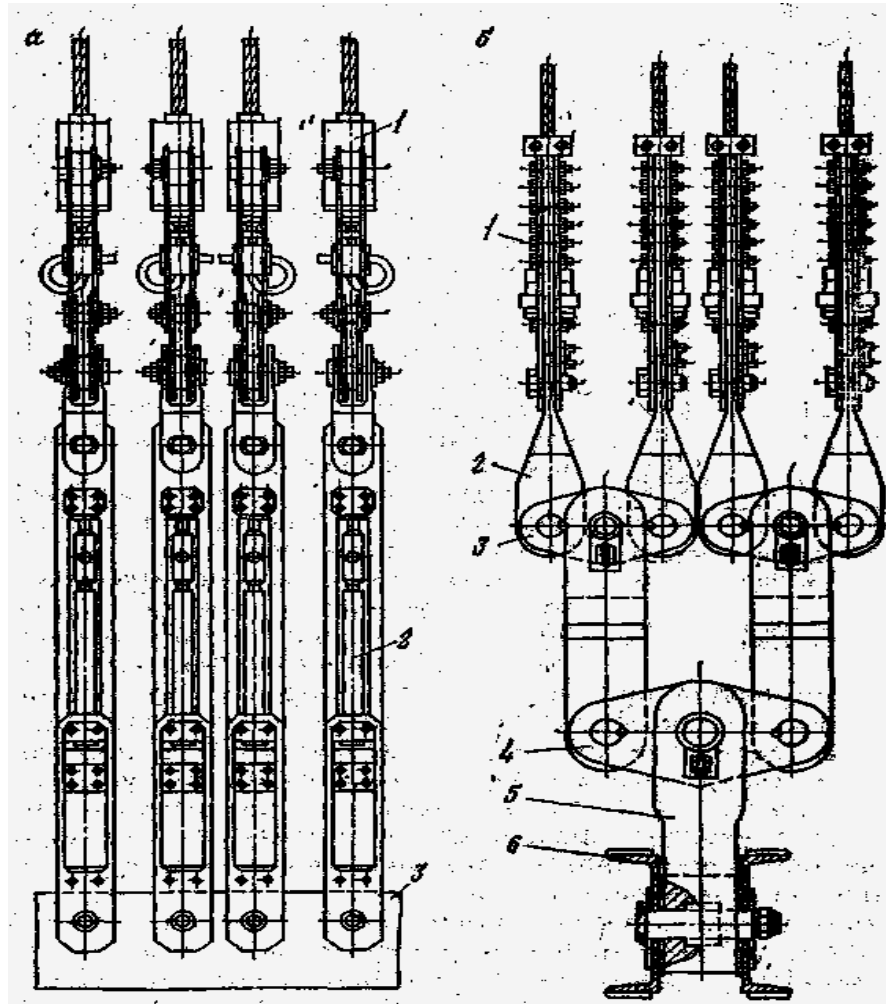
Рис. 6 - Підвісний пристрій КПК з клиновим коушем: 1 - коуш; 2 – верхня балка; 3 - стійки; 4 - шток підвіски

Безрівняльні пристрої мають порівняно малу масу, конструктивно прості, але не забезпечують постійної рівності натягу каната, що викликає підвищений знос футеровки шківів.

Зрівняльні підвісні пристрої, більш важкими, забезпечують автоматичний рівномірний розподіл навантажень на канати. В одному з них - балансірному зрівняльному пристрої (рис. 7, б) - канати прикріплюються до коуш 1, які за допомогою штанг 2 приєднуються до балансірів 3, кожен з яких вирівнює натяг між двома канатами.

Натяг між парами канатів вирівнюється нижнім балансіром 4, з'єднаним штангою 5 з балкою 6, що несе, підйомної судини.

Для плавного руху підйомних судин паралельно осі ствола шахти застосовують металеві або дерев'яні провідники, закріплені вздовж ствола. Для кожної кліті є по два провідники, розташованих по відношенню до кліті з однієї або двох її довгих сторін.



**Рис. 7 - Підвісні пристрої судин багатоканатних підйомних установок:
а - незрівняльне; б - зрівняльне балансірне**

Металеві провідники бувають рейкові, коробчастого перерізу та канатні. Провідники перших двох типів кріплять до розстрілів, а канатні закріплюють на копрі та натягують вантажами у зумпфі ствола. При дерев'яних та канатних провідниках судини мають плавний хід, ремонт дерев'яних провідників легший. Порівняно з дерев'яними металеві провідники займають менше місця, менш чутливі до вихідного вентиляційного струменя і мають більший термін служби.

Провідниками рухаються напрямні пристрої, закріплені на підйомних судинах. Ці пристрої виконуються у вигляді черевиків ковзання закритого (рис. 8, а) або відкритого (рис. 8, б) типу. Черевики ковзання застосовують при рейкових та дерев'яних провідниках на судинах, що мають швидкість руху не більше 7 м/с. При коробчатих провідниках та великій швидкості руху судин використовують напрямні пристрої у вигляді роликоопор (рис. 8, б), де кожен ролик 1 має незалежну амортизуючу підвіску. Поверхня кочення роликів футерують пружними матеріалами.

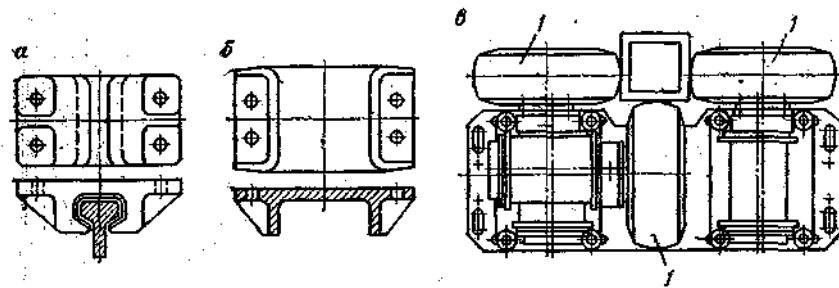


Рис. 8 - Напрямні пристрої підйомних судин

Відповідно до ПБ кліті, службовці для спуску та підйому людей, за винятком клітей багатоканатних установок, забезпечують парашутами, які повинні забезпечувати: автоматичну зупинку кліті при обриві каната, безпечний для людей режим гальмування. Уповільнення порожніх клітей під час уловлювання їх має бути трохи більше 50 м/с^2 , а при зупинці клітей з максимальною кількістю людей — щонайменше 6 м/с^2 .

Парашут складається з уловлювачів та приводного механізму. Джерелом енергії для дії парашута є маса кліті та сила пружини.

Парашути своїми уловлювачами можуть діяти або на спеціальні гальмівні канати, або на провідники.

Застосовують такі типи парашутів, що діють на гальмівні канати:

а) ПТК з миттєвим захопленням уловлювачами при обриві підйомного каната двох гальмівних канатів, ПТКП для установок з противагою та ПТКШ для установок з провідним шківом тертя; ці парашути призначені для будь-яких типів металевих провідників за будь-яких схем їх розташування;

б) ПКЛ з миттєвим захопленням ексцентриково-клинового уловлювача за один гальмівний канат та ПКЛШ для установок з провідним шківом тертя, ці парашути застосовують при односторонньому розташуванні рейкових провідників.

Гальмівні канати прядової конструкції верхніми своїми кінцями з'єднуються з амортизаційними канатами на копре, а нижні кінці їх кріплять до балок, що встановлюються в зумпфі. Відповідно до ПБ запас міцності гальмівних та амортизаційних канатів при дії динамічного навантаження має бути не нижчим триразового.

У парашутах ПТК при обриві підйомного каната пружина 1 (рис. 9) віджимає вниз шток 2 і за допомогою траверси 3 і сережок 4 повертає важелі 5 навколо осей 6. У зв'язку з цим клини 7 за допомогою важеля 5 піднімаються вгору і захоплюють гальмівні канати на яких повисне кліть. На рис. 9 також позначені: 9 – напрямна втулка, 10 – шток підвіски.

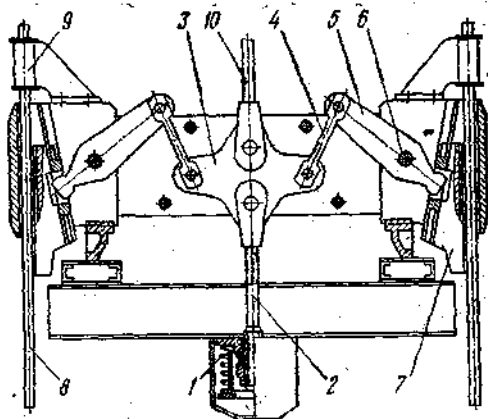


Рис. 9 - Парашут ПТК

Безпечний режим уловлювання кліті при обриві підйомного каната забезпечується амортизаторами, що встановлюються на копрі. Канатно-гвинтові амортизатори в залежності від числа амортизаційних канатів, що протягуються в них, бувають одно-, двох і триручкові. Триручкові амортизатори (рис. 10, а), що застосовуються при великому динамічному навантаженні (до 0,6 МН), забезпечують у комплекті з потрійною сполучною муфтою триступеневий режим гальмування .

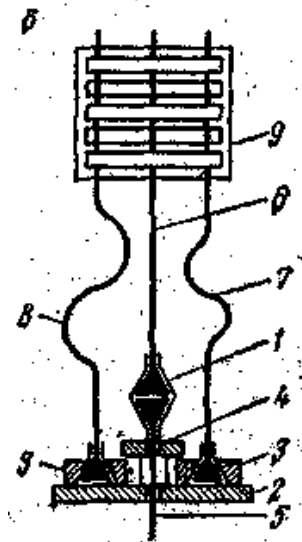
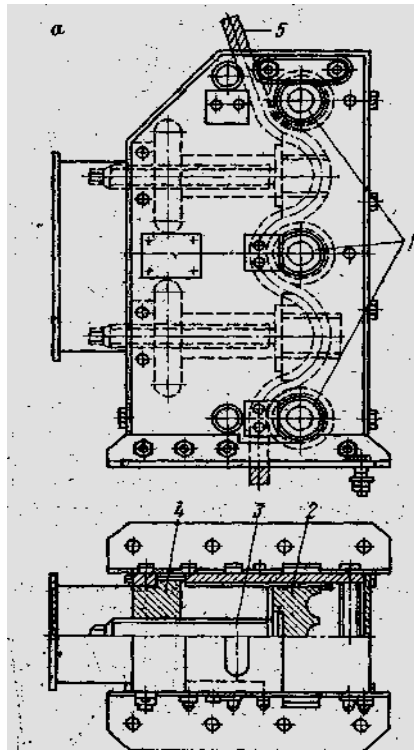


Рис. 10 - Пристрої для кріплення та протягування амортизаційних канатів: а – триручковий канатно-гвинтовий амортизатор; 3 – натяжні гвинти; 4- кайки; 5 – амортизаційні канати; б - потрійна сполучна муфта

Потрійна сполучна муфта (рис. 10, б) складається з одинарної муфти 1, траверси 2, склянок 3 і замку 4. Одинарна муфта з'єднує гальмівний канат 5 з центральним амортизаційним канатом 6. Два інших амортизаційних каната 7 і 8 напуск відповідно - до 0,5 і до 2 м. Замок поєднує конструкцію та забезпечує передачу зусилля від гальмівного каната всім амортизаційним канатам. При дії уловлювача парашута на гальмівний канат 5 навантаження спочатку передається тільки на амортизаційний канат 6, який простягається через амортизатор 9. При цьому вибирається напуск канатів 7 і 8. Через деякий час почнеться протяжка через амортизатор каната 7, а потім і каната 8, після чого йде вже одночасне протягування трьох амортизаційних канатів до повної зупинки судини.

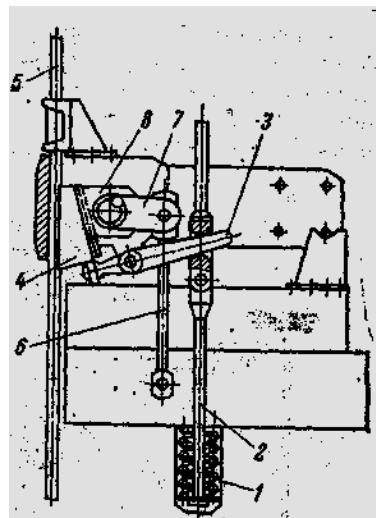


Рис. 11 - Парашут ПКЛ

Вільні кінці амортизаційних канатів заливають бабітом конусну вирву і перекидають через круглий брус у верхній частині головки копра. Довжина амортизаційного каната приймається рівною подвійному розрахунковому шляху гальмування і становить 15- 30 м.

Парашути ПКЛ (рис.11) уловлюють кліть за один гальмівний канат. При обрив підйомного каната пружина 1 віджимає шток 2 вниз. При цьому важіль 3, повертаючись, піднімає клин 4 вгору, гальмівний канат 5 затискається клином, а кліть, переміщуючись вниз, впливає через тягу 6 ексцентриковий важіль 7, який тиском на колодку 8 ще більше затискає гальмівний канат.

Парашут ПКЛ розрахований на кінцеві навантаження до 0,2 МН, а парашут ПТК – до 0,3 МН.

При установках з провідними шківми тертя застосовують парашути ПТКШ і ПКЛШ, які мають пристрої, що забезпечують одночасне спрацювання парашутів на обох клітях при обриві однієї з них.

Парашути ПДП, що вловлюють кліть за дерев'яні провідники, складаються з пружинного приводного механізму, важеля і чотирьох уловлювачів (по два на кожен провідник). При обриві каната уловлювачі своїми гребенями впроваджуються у деревину провідників.

Дані про клітини наведено у додатку 7.

Клітини на приймальних майданчиках встановлюються на кулаки або залишаються на канаті.

При застосуванні кулаків (рис. 12, а) кліть 1 піднімається трохи вище кулаків 2, після чого автоматично чи дистанційно керований привід за допомогою тяги 3 та важеля 4, розташованого на одній осі з кулаком, підводить кулаки під кліть. При спуску кліть трохи піднімається, після чого кулаки під впливом противаг 5 забираються, і кліть йде в стовбур.

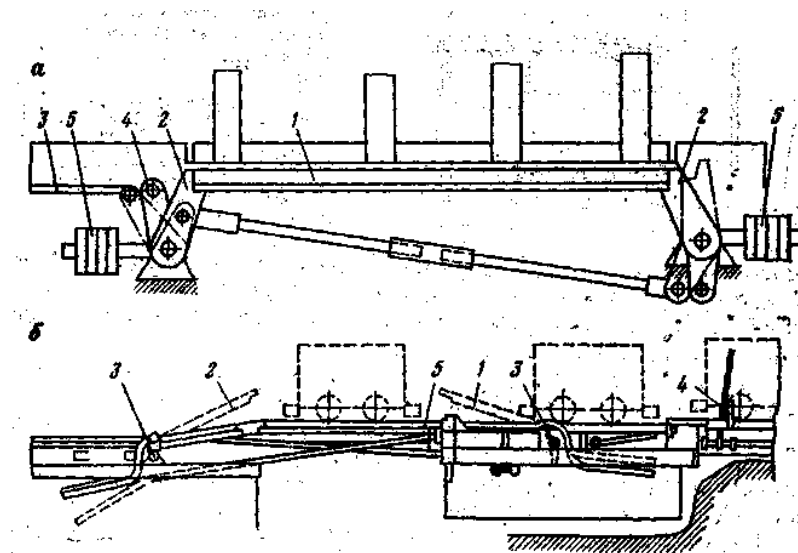


Рис. 12 - Посадочні пристрої для клітей: а – кулаки; б - майданчики, що коливаються

Кулаки строго визначають положення кліті і сприймають удари при завантаженні та розвантаженні її, але при цьому має місце ударне навантаження на канат при торканні кліті з місця, можливість жорсткої посадки кліті на кулаки, значні навантаження на двигун під час маневрів, додатковий час на встановлення кліті кулаки та зняття її з них.

При завантаженні клітей застосовують також майданчики, що гойдаються, - платформи 1 і 2, що обертаються навколо осей 3 (рис. 12, б). Майданчики розташовуються біля стовбура по обидва боки кліті та пов'язані між собою.

Завантажена вагонетка, рухаючись після стопора 4 по самокатному ухилу або за допомогою штовхача, опускає площадку, що гойдається, 1 на полиць 5 кліті і по ній проходить в кліть, виштовхуючи звідти порожню вагонетку, яка виходить по іншій площадці, що коливається 2.

Недоліки майданчиків, що капаються: при великовантажних вагонетках відбувається розхитування і поломка шарнірних з'єднань майданчиків, неточна зупинка кліті щодо приймального майданчика (через витягування каната).

Скіпи призначені для транспортування корисних копалин та породи. Скіп складається з рами, кузова та підвісного пристрою. До рами, що складається зі швелерів, кріплять кузов скіпа, підвісне та напрямні пристрої. Кузов виготовляють звареним або клепанним з листової сталі завтовшки 6—10 мм.

Застосовують такі конструкції скіпів.

Скіп із нерухомих щодо рами (неперекидним) кузовом (рис. 13). У цьому скіпі кузов 1 жорстко пов'язаний з рамою 2. До рами прикріплена парасолька - площадка 3. Розвантаження скіпу здійснюється за допомогою секторного затвора 4 і рештки висувного 5.

При підході до верхньої приймальної майданчику ролик 6 затвора 4 входить у розвантажувальні криві, чому затвор повертається за годинниковою стрілкою навколо шарніра 7, а залишок 5, раніше утримуваний у закритому положенні, спираючись на валик 8, висувається вперед. Через отвір, відкритий при піднятому затворі, вугілля по рештці висипається в бункер.

У скіпах із клапанним затвором (рис. 14) лобовина 4 (клапан) замикає розвантажувальний отвір скіпа. Дві боковини 18, з'єднані з клапаном, утворюють лоток, яким при відкритому затворі вміст скіпу висипається з нього в приймальний бункер.

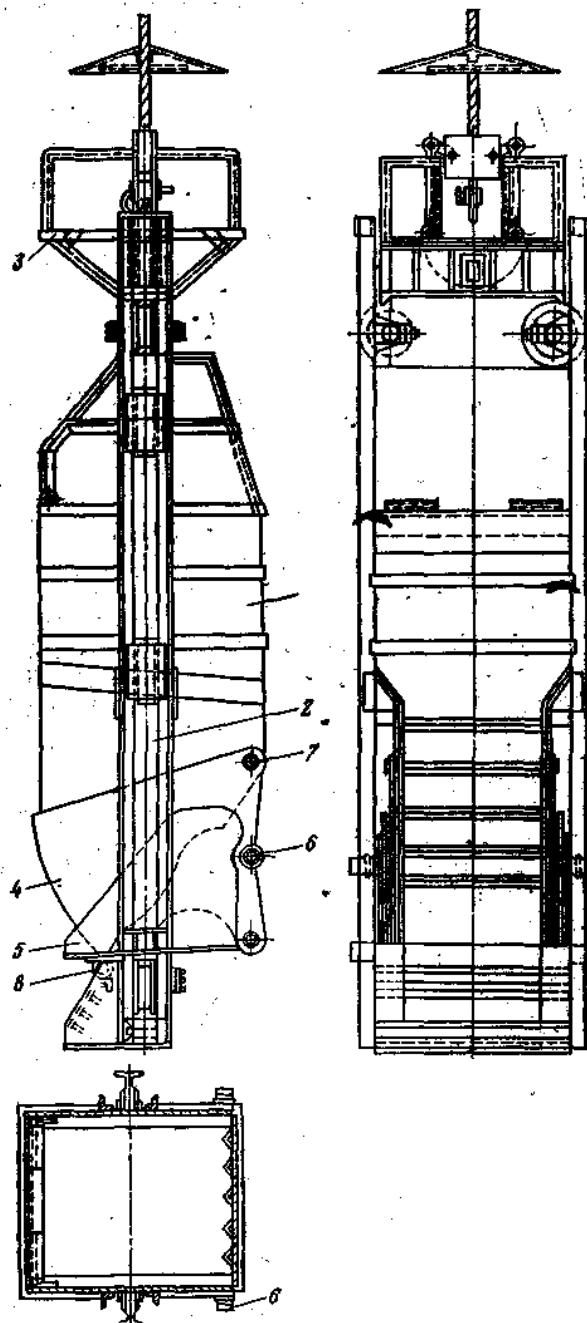


Рис. 13 - Скіп з нерухомих кузовом та з секторним затвором

При розвантаженні скіпа до моменту підходу клапана до бункера приймального опорні ролики 6 віджимаються розвантажувальними кривими 16, чому засувка 5 піднімається, звільняючись від зачеплення з боковиною затвора. Одночасно з цим опорні ролики 13 віджимаються розвантажувальними кривими 17 так, що валик 11 виводиться з гнізд засувки 10. Рух валика 11 шарнірним механізмом 14 передається валику 12, чому останній піднімається, і ролики 8 звільняють боків.

Звільнений клапанний затвор, що віджимається дією гірської маси і власною масою, спирається балками 3 об опорні катки 15. При подальшому переміщенні скіпа вгору клапан, залишаючись на катках 15, все більше відкидається, повертаючись у коло шарніра 2. Гірська маса при цьому висипається скіпу в бункер.

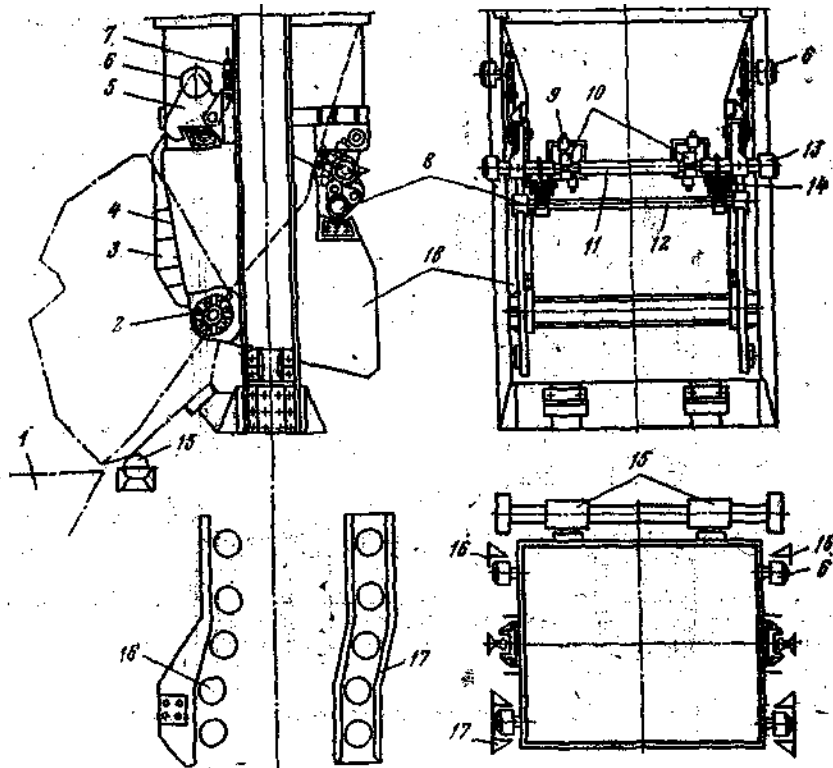


Рис.14 - Клапанний затвор скіпу

При опусканні скіпу після розвантаження клапан затвора опорними котками 15 поступово притискається до скіпу. В кінці цього процесу звільнене від впливу розвантажувальних кривих 16 забійки 5 повертаються у вихідне положення пружинами 7 а розвантажувальні криві 17, впливаючи на ролики 13, вводять вал 11 в гнізда засувки 10. При цьому ролики 8 вступають у зачеплення з боковинами затвора. Необхідне зусилля в клямках 10 створюється пружинами 9.

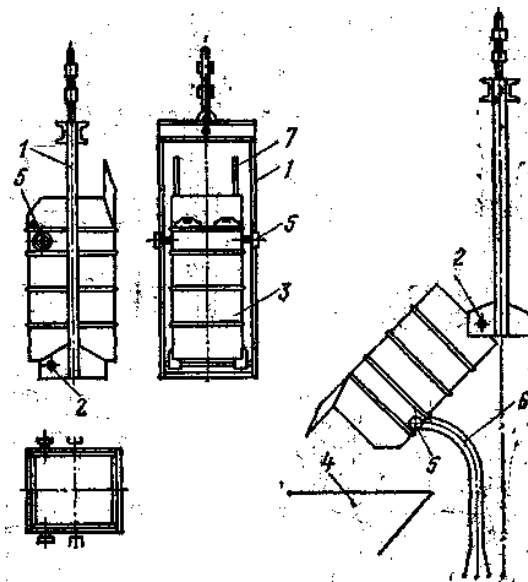
Перевагою скіпів з клапанним затвором у порівнянні зі скіпами із секторним затвором є простота механізму затвора та невелика величина зусилля, необхідного для його відкриття.

Недоліками є складність замикаючих затворних пристроїв і наявність у них пружинних елементів, що знижують надійність роботи затвора, а також складна система розвантажувальних кривих.

Скіп із перекидним кузовом має раму 1, з якою за допомогою шарніра 2 пов'язаний кузов 3 (рис. 15). Перекидання кузова на кут 135—145° щодо рами відбувається, у бункера 4 завдяки роликам 5, що переміщуються по розвантажувальних кривих 6. Полками 7 кузов спирається при розвантаженні на копрові ролики.

Так як кузов скіпа має на рамі тільки одну вісь опори, що є віссю перекидання, для виключення перевертання кузова в стовбурі вісь перекидання трохи зміщається від вертикальної осі кузова у бік перекидання при розвантаженні, а на рамі скіпа є упор.

Скіп з перекидним кузовом відрізняється простотою, але має недоліки: великі динамічні зусилля на розвантажувальні криві; порушення врівноважування власних мас скіпів при розвантаженні через те, що кузов одного з них у цей час перебуває на розвантажувальних кривих; значний шлях розвантаження (до 6 м), що



призводить до збільшення часу на розвантаження та збільшення висоти копра.

Рис. 15 - Скіп із перекидним кузовом

Скіпи з перекидним кузовом застосовують для транспортування вугілля вологістю від 25% і вище, за наявності у вугіллі домішок глини або породи, що прилипають до стінок кузова.

Підвісний пристрій скіпів (рис. 16) має одинарну під вагу і складається з коуша 1 (типу КРГ), тяг 2, контрольного жимка 3 і 4 *траверси*, з'єднаної з рамою 5 скіпа. Широко застосовуються для скіпів безжимкові клинові коуші.

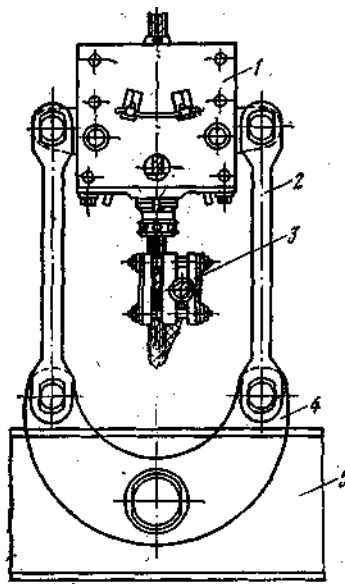


Рис. 16 - Підвісний пристрій скіпів

Завантажувальний пристрій скіпового підйому (рис. 17) діє наступним чином. Коли скіп встановиться в положенні завантаження, включається привід 1, що відкриває затвор 2. Вугілля по жолобу 3 висипається з бункера 4 об'ємного дозування в скіп. При підйомі завантаженого скіпа привід 1 закриває секторний затвор 2, а привід 5 відкриває затвор 6, який закривається після заповнення бункера об'ємної дозування. Приводи 1 і 5 являють собою кривошипно - шатунні механізми, що приводяться в дію електродвигуном через редуктор.

Трапляються також завантажувальні пристрої з дозуванням по масі.

Щоб уникнути попадання в шахту пилу, що утворюється при розвантаженні в бункер вагонеток і завантаження скіпів, скіповий підйом розташовують у стовбурі з вихідним струменем повітря. Герметичність досягається за рахунок шару вугілля в бункері або спеціальною заслінкою, встановленою в бункері та заблокованою з дозатором. При відкритому дозаторі заслінка закрита, при закритому — відкрита.

Відстань від низу рами скіпу, що завантажується, до рівня ґрунту навкоlostвольного двору в залежності від конструкції завантажувального пристрою, типу і ємності скіпу коливається в межах 11—25 м.

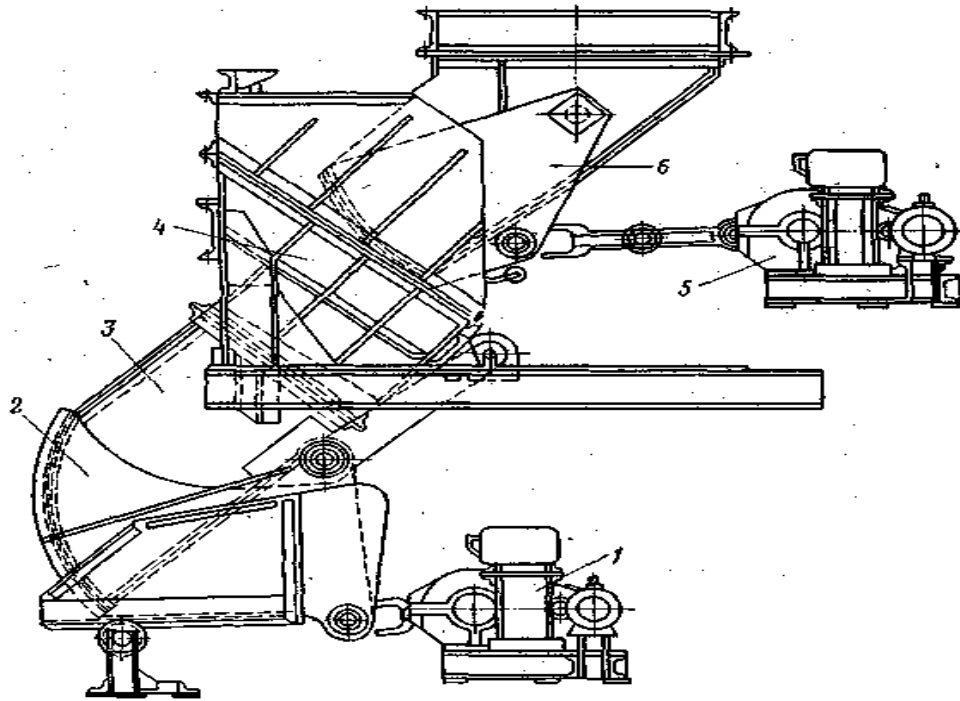


Рис. 17 - Завантажувальний пристрій скіпового підйому

На шахтах СРСР передбачено застосування скіпів місткістю до 50 т; за кордоном знаходять застосування скіпи ємністю до 60 т.

Велика увага сьогодні приділяється зменшенню власної маси скіпів. За кордоном у стовбурах, не схильних до особливої деформації, застосовують безрамні скіпи з розвантаженням через дно з дещо потовщеними стінками. Для виготовлення скіпів вишукуються більш легкі матеріали; вважають, що легкі скіпи навіть при меншому терміні служби їх економічніші за міцніші і важкі скіпи з більшим терміном служби.

Дані про скіпи з нерухомим кузовом наведені в додатку 8.

Перекидні кліті, так само як і неперекидні, завантажуються вагонетки в навкоlostвольному дворі. Перекидна кліть (рис. 17) складається з рами 3, поворотної платформи 2 з розвантажувальним роликem 12, яка шарнірно при допомогі валу 13 пов'язана з рамою 3, підвісного пристрою 7, парашута 8, направляючих черевиків 10, направляючих муфт 6 для гальмівних канатів, стопорного пристрою 14 для утримання вагонетки в кліті, дверей 1, даху 11, запірного пристрою (на малюнку не показано) необхідного для запобігання перекиданню платформи під час руху кліті по стовбуру.

На верхній приймальній майданчику ролики 4 запірного пристрою входять у криві 5, чому воно розмикається, а ролик 12 - розвантажувальні криві 9, закріплені на копрі, у зв'язку з чим платформа 2 повертається на 135° і вміст вагонетки висипається в бункер.

Для більшої стійкості платформи центр ваги її зміщується у бік, протилежний перекиданню.

Перекидні кліті, так само як і неперекидні, завантажуються вагонетки в пристовбурному дворі. На верхньому приймальному майданчику внаслідок повороту платформи вагонетка, не виходячи з кліті, розвантажується в бункер. Перекидні кліті бувають тільки одноповерхові на одну вагонетку. Підйом людей у перекидних клітях можна проводити лише до гирла шахти, звідси ж у шахту спускаються люди та матеріали.

Противага, що застосовується при одноклітьових і односкіпових підйомах для врівноважування підйомної судини і частини корисного вантажу, являє собою сталевий клепаний каркас, заповнений чавунними вантажами.

Противага підвішується до однієї гілки підйомного каната (до іншої підвішується підйомна судина) і переміщується в стволі шахти провідниками.

Переваги установок з неперекидними клітями: у навкоlostвольному дворі відсутня перевантаження корисних копалин, що викликає необхідність у більш складному і дорогому

навколоствольному дворі, який потрібен при скіпових установках; можна виконувати всі функції підйому; зручний огляд та ремонт ствола, спуск громіздкого обладнання та матеріалів; зручно поділ

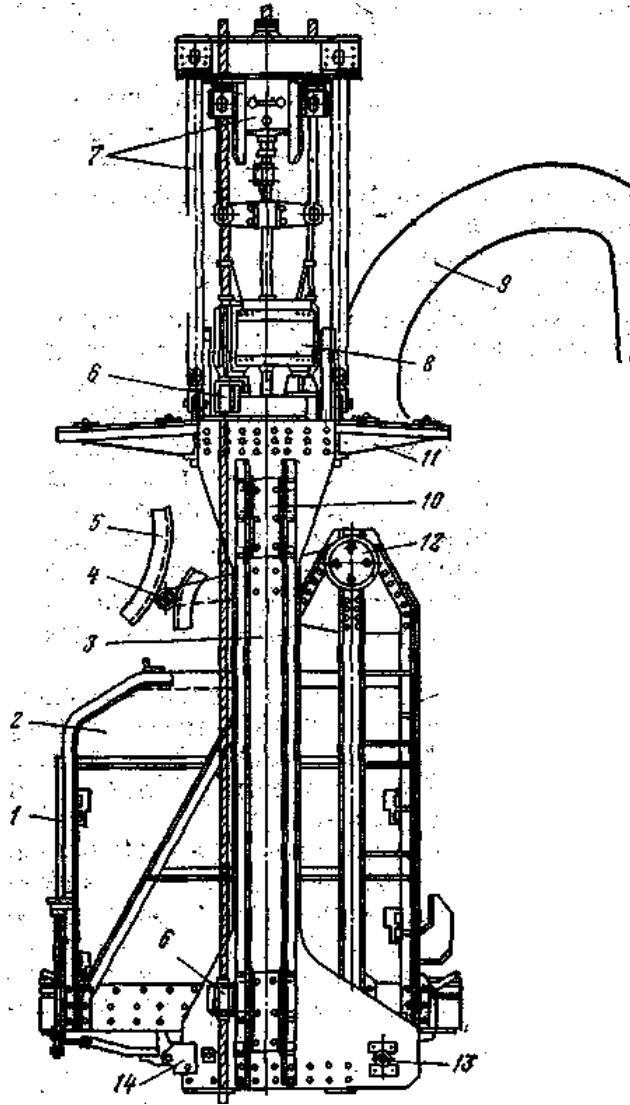


Рис. 18 - Перекидна кліть

корисної копалини за сортами. Недоліки: обмежена продуктивність з транспорту корисних копалин; необхідність відкочування вагонеток на поверхні; складність маневрів та тривалість їх при багатоповерхових клітях.

Переваги установки зі скіпами: велика продуктивність, просте обладнання поверхні шахти завдяки відсутності відкати вагонеток у надшахтній будівлі. Недоліки: складніший навколостовбурний двір; незручність поділу корисних копалин за сортами.

Переваги установки з перекидними клітями: простий навколостовбурний двір, як при установці з неперекидними клітками; просте обладнання поверхні, як при скіповій установці. Недоліки: велика власна маса кліті, що віднесена до одиниці маси корисного вантажу; обмежена продуктивність; складний кінематичний та динамічний режим установки.

Перекидні кліті, що мають деяке поширення на неглибоких і невеликих за продуктивністю шахтах, в даний час втрачають своє практичне значення.

Слід зазначити, що коефіцієнт тари — відношення власної маси судини до маси корисного вантажу, для неопрокидних клітей і скіпів нині становить відповідно 0,85... 1,3 і 0,65... 1,2, тобто мало відрізняється для зазначених типів судин.

Розвантажувальні криві для скіпів та перекидних клітей, з точки зору надійності експлуатації підйомних установок, є вразливим місцем і призводять до складних діаграм швидкості, важких динамічних режимів роботи установок та збільшення тривалості циклу підйому.

Якщо при перекидних скіпах і клітях в даний час обійтися без кривих розвантажувальних не можна, то при найбільш поширених скіпах з нерухомим кузовом розвантажувальні криві можуть не

застосовуватися. Як свідчать дослідження в цій галузі, для керування затвором скіпу можна застосувати автономний гідравлічний або пневматичний привід, розташований на скіпі.

4.3 Підйомні канати

Підйомні канати виготовляють із дротів високосортної сталі марки (вищий сорт) для людських і вантажолюдських установок і марки І для вантажних установок. Тимчасовий опір розриву дроту $\sigma_B = 1200 \dots 2400 \text{ Н/мм}^2$ діаметр дроту $0,2 \dots 4 \text{ мм}$. Для вертикальних підйомних установок застосовують канати з дротів $\sigma_B = 1600 \dots 1900 \text{ Н/мм}^2$.

Для виготовлення канатів використовують дріт без покриття або шар цинку. Оцинковані дроти мають більший термін служби, оскільки шар цинку оберігає їх від корозії та зменшує тертя між дротом у канаті.

За формою поперечного перерізу підйомні канати бувають круглі та плоскі.

Під діаметром круглого каната розуміється діаметр кола, описаного навколо поперечного перерізу каната.

При виготовленні каната певна кількість дротів звивається навколо центрального дроту (у деяких конструкціях навколо сердечника з органічного матеріалу або м'якої сталі) так, що кожна з них набуває вигляду гвинтової лінії. Такий свитий пучок називається пасмом. Якщо пасмо застосовується як самостійний канат, то воно називається канатом простий звивки. Якщо кілька пасм повиті між собою навколо органічного сердечника, з пеньки або сизаля (маніли), то виходить канат подвійний звивки (рис. 19, а - д).

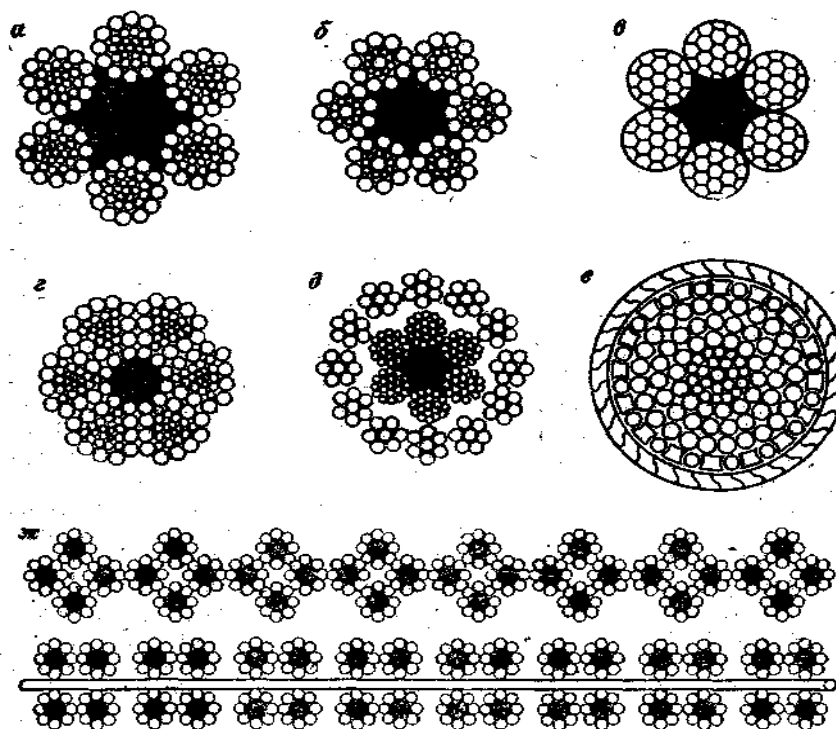


Рис. 19 - Канати

Органічний сердечник просочений спеціальними речовинами, що перешкоджають корозії зсередини канату.

Канат подвійної звивки, що є складовою каната більш складної конструкції, називається стренгою.

За конструкціями пасм і характеру взаємного дотику дротів у пасмах розрізняють канати точкового торкання (ТК), точково-лінійного торкання (ТЛК), лінійного торкання (ЛК), поверхневого контакту (ПК).

У канатах з точковим дотиком значні напруги в точках контактів дротів сприяють швидкому зношуванню втоми канатів.

У найкращих умовах знаходяться дроти в канатах ТЛК, де внутрішні шари дротів у пасмі

мають контакти по лініях, а зовнішній шар дротів має точковий контакт із суміжним шаром. За конструкцією пасм канати ТЛК розрізняють: ТЛК-О (див. рис. 19, а), де в кожному шарі пасма дроту мають однаковий діаметр, але відмінний від діаметрів дротів суміжних шарів; ТЛК-РО - Зовнішній шар пасма світ з дротів однакового діаметра, а кожен з інших шарів має дроти різного діаметра.

Канати лінійного дотику забезпечують найкращі, порівняно з описаними раніше, умови роботи дротів, оскільки вони мають у пасмах контакти лініях. Залежно від конструкції пасм канати ЛК розрізняють: ЛК-О - кожен шар пасма має дроти однакового діаметра, відмінного від суміжного шару (див. рис. 19, б); ЛК-Р - зовнішній шар складається з дротів двох різних діаметрів, інші шари - із дротів однакового діаметра; ЛК-РО - шари пасма складаються по черзі з дротів різного та однакового діаметра; ЛК-РР - кожен із шарів складається з дротів різного діаметру; ЛК-З - з дроти заповнення, розміщеними в порожнечках між шарами, які повиті з дротів одного діаметра.

Канати ПК (див. рис. 19, в) отримують шляхом пластичного обтиснення пасм з лінійним торканням дротів. Дроти після пластичного зминання набувають поверхневого контакту. Канати ПК мають підвищену зносостійкість і розривну міцність, значно знижено контактну напругу в дротах.

Пасмо може бути круглої та трикутної форми. Канати, звиті з круглих пасм, називаються круглорядними (див. рис.19, а, б, в), а з трикутних - триграннопрядними (див. рис.19, г). В останніх канатах краще використовується площа їх поперечного перерізу, вони менше зношуються у зв'язку з передачею тиску на напрямному шківі та органі навивки на більше точок дотику, але конструктивно вони складніше.

За способом звивки розрізняють канати: розкручуються (Р); нерозкручуються (Н), малокрутні (МК).

Нерозкручуються канати отримують шляхом застосування при звиванні пасм і канатів пластичного обтиснення, різноманітних преформуючих пристроїв і т. д., в результаті чого готовий канат не відчуває внутрішніх сил, що сприяють мимовільному його розплетенню.

Канати, що мало обертаються, мають два або кілька протилежно звитих шарів пасм, завдяки чому крутні моменти пасм суміжних шарів взаємно врівноважуються (див. рис. 19, д).

Іноді при експлуатації малокрутних канатів на них утворюються «ліхтарі» - відшаровування пасм зовнішнього шару від пасм внутрішнього шару і витріщення зовнішніх пасм. Для усунення цього недоліку під час виготовлення канатів необхідно підбирати певне співвідношення кроків звивки суміжних шарів дротів чи пасм.

Якщо звивка дротів у пасма і пасм у канат ведеться в тому самому напрямку, такі канати називаються канатами односторонньої звивки, якщо в протилежних напрямках — канатами хрестової звивки; в канатах комбінованої звивки пасма поперемінно свити в напрямку односторонньої та хрестової звивки.

Канат односторонньої звивки має переваги: більш гнучкий; дроту менш схильні до деформації при обгинанні канатом направляючого шківів та органу навивки; легше нагляд за дроти, завдяки їх виходу на зовнішню сторону каната на більшу довжину; при встановленні з провідним шківом тертя коефіцієнт зчеплення каната з футеровкою шківів більший.

Нестача канатів односторонньої звивки - небезпека їхнього розкручування. Канати хрестової звивки менш гнучкі, але вони менш схильні до розкручування.

Канати комбінованої звивки поєднують переваги канатів хрестової та односторонньої звивки.

Розрізняють праву та ліву звивання пасм. При правій звивці каната, якщо дивитися на його схилу, гвинтова лінія йде вгору зліва направо, а у каната лівої звивки - справа наліво. Канати правої звивки рекомендується застосовувати, коли вони навиваються на барабан зліва направо, якщо дивитися з майданчика машиніста, інакше — канати лівої звивки. Рекомендується при кожній зміні каната застосовувати по черзі канати правої та лівої звивки; при цьому зношування провідників буде більш рівномірним.

Канат закритої конструкції (рис.19, е), в якому добре використовується площа поперечного перерізу, звивається послідовно концентричними шарами. Внутрішня частина каната складається з круглих дротів, потім йде комбінований шар Х-подібних і круглих дротів і, нарешті, зовнішній шар Z-подібних дротів, що утворюють гладку поверхню каната. Залежно від діаметра каната число шарів з Х-подібними дротиками може бути різним - від одного до трьох. Навивка верств каната проводиться по черзі в протилежних напрямках попередження розкручування каната.

Плоскі канати (рис. 19, ж) виготовляють зшивкою в одну стрічку декількох (зазвичай восьми) паралельно укладених чотирипрядних стренг, причому стренги укладають так, щоб

чергувалися права і ліва звивки. Металевий ушивальник пропускається між пасмами від однієї кромки каната до іншої, по черзі огинаючи одну з пасм крайніх стренг.

Ці канати гнучкі і не розкручуються, але дорогі у виготовленні, термін служби їх через швидке перетирання ушивальників і нерівномірного витягування стренг менше терміну служби круглих канатів і тому їх застосовують тільки як врівноважуючі канати.

Дані про деякі круглорядні і плоскі канати наведені в додатках 9 і 10.

Виготовлення, розрахунок та експлуатація канатів здійснюють відповідно до вимог ПБ.

Розрахунок підйомного каната проводять на статичне навантаження, що розриває. Інші навантаження - від вигину на напрямних шківках та органах навивки, дії сил інерції та пружних коливань - враховують збільшенням запасу міцності каната. Статичне навантаження на підйомний канат складається з власної маси підйомної судини з підвісним пристроєм (маси кліті та вагонеток, скіпу), корисної маси (вугілля, породи та ін.) та маси каната довжиною від точки сходу його з напрямного шківка до нижнього приймального майданчика. В установках з важким врівноважуючим канатом (більшої лінійної маси, ніж підйомний) при визначенні статичного навантаження на підйомний канат приймають масу врівноважуючого каната при положенні судини на верхньому приймальному майданчику.

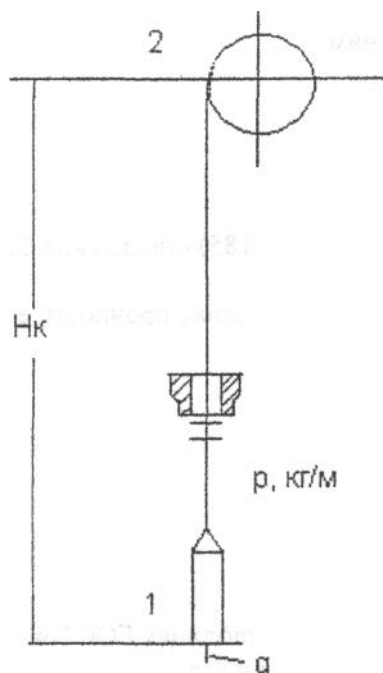


Рис. 20 - Схема до розрахунку підйомного каната

Позначимо (рис. 20); p і q - маса 1 м (лінійна маса) відповідно підйомного і врівноважує канатів, кг/м; Q_n і Q_c - відповідно маса корисного за один раз вантажу, що піднімається, і власна маса судини: при клітковій установці Q_c - власна маса кліті і порожніх вагонеток; H_K - Відстань від нижньої приймального майданчика 1 до осі верхнього напрямного шківка 2, м; z - запас міцності нового каната, що приймається за ПБ; при одноканатному підйомі: для установок, службовців виключно для спуску - підйому людей, $z = 9$, для вантажолюдських установок $z = 7,5$; для вантажних установок $z = 6,5$; для установок зі шківом тертя $z = 8$; при багатоканатному підйомі: для людських, вантажолюдських установок $z = 8$; для вантажних установок $z = 7$; для шахт глибиною понад 600 м канат може мати змінний запас міцності; S_K - Сумарна площа поперечного перерізу дротів каната, м^2 ; σ_B - тимчасове опір розриву дротів каната, $\text{Н} / \text{м}^2$; Q_p - сумарне розривне зусилля всіх дротів каната Н.

Максимальне розривне навантаження на канат буде у верхньому перерізі його у напрямного шківка, тому рівняння міцності каната має вигляд:

$$(Q_n + Q_c + p H_K) g = \frac{\sigma_B}{z} S_K \quad (1)$$

Лінійна маса каната:

$$p = S_K \rho \beta \quad (2)$$

де ρ - щільність сталі, з якої виготовлений канат, кг/м^3 ; β - коефіцієнт звивки, що залежить від конструкції пасм та каната.

З виразу (2)

$$S_K = \frac{p}{\rho\beta} = \frac{p}{\rho_0} \quad (3)$$

де $\rho_0 = \rho\beta$ - Умовна щільність каната, приймається рівною: для круглорядних канатів подвійної звивки 9400 кг/м^3 ; для триграннопрядних 9200 кг/м^3 ; для канатів закритої конструкції 8700 кг/м^3 .

На підставі виразів (1) та (3)

$$p = \frac{Qn + Q_c}{\frac{\sigma_B}{gz\rho_0} - H_K} \quad (4)$$

Ця формула застосовується для розрахунку підйомних канатів установок без врівноважує каната і з рівноважним врівноважуючим канатом (відповідно $q = 0$ і $q = p$).

При установках з важким врівноважуючим канатом ($q > p$)

$$(Q_{II} + Q_c + qH_K)g = \frac{\sigma_B}{z\rho_0}p \quad (5)$$

На підставі цього виразу, позначивши $q/p = \mu_K$ аналогічно до формули (4) отримаємо

$$p = \frac{Q_{II} + Q_c}{\frac{\sigma_B}{gz\rho_0} - \mu_K H_K} \quad (6)$$

Оскільки в таблицях ГОСТів канатів значення σ_B вказано в кгс/мм^2 , то формулах (4) і (6) воно має бути збільшено в g раз.

Після визначення p необхідно орієнтовно вибрати стандартний канат і перевірити запас його міцності:

при установках без врівноважуючого та з рівноважним врівноважуючим канатом

$$z = \frac{Q_p}{g(Q_{II} + Q_c + pH_K)} \quad (7)$$

при установках з важким врівноважуючим канатом

$$z = \frac{Q_p}{g(Q_{II} + Q_c + qH_K)} \quad (8)$$

У формулах (7) і (8) значення p і q відносяться до обраних за таблицями канатів; у таблицях ГОСТів канатів Q_p наводиться в кгс , у зв'язку з чим табличне значення Q_p має бути збільшено у g разів.

Якщо щодо запасу міцності каната встановлено, що він задовольняє вимогам ПБ, цей канат і вибирають.

Як було зазначено вище, для шахт глибиною більш 600 м підйомні канати можуть мати змінний запас міцності, значення якого при визначенні лінійної маси каната за формулами (4) і (26) повинно бути не менше 4,5 для вантажних і 5 для людських і вантажолюдських установок. Запас міцності обраного каната перевіряють за формулою (7) або (8) без величини pH_K або qH_K в знаменнику, причому значення z має бути не менше: 13 - для людських установок; 10 - для вантажолюдських установок; 8,5 - для вантажних; 11,5 - для установок з одноканатним шківом тертя, людських та вантажолюдських багатоканатних; 9,5 - для вантажних багатоканатних.

При багатоканатній установці сумарну лінійну масу всіх підйомних канатів визначають за формулою (4).

Число підйомних канатів багатоканатного підйому

$$n_K = p \left(\frac{\phi_K \phi}{D_{MT}} \right)^2 \quad (9)$$

де ϕ_K - Коефіцієнт, що залежить від конструкції канатів; для канатів ЛК він дорівнює 0,0166, для багатопасових - 0,0147, для триграннопрядних - 0,0154, для канатів закритої конструкції - 0,0136;

$$\phi = \frac{D_{MT}}{d_K}$$

d_K - ПБ для системи без відхиляючих шківів $\phi \geq 79$, з відхиляючими шківками $\phi \geq 95$; для канатів закритої конструкції як за наявності, так і за відсутності відхиляючих шківів $\phi \geq 100$; D_{MT} - діаметр шківа тертя, м.м.

Отримане значення n_K округлюють до найближчого парного числа канатів з урахуванням прийнятої машини.

Лінійна маса p_K підйомного каната виходить як окреме від розподілу p на n_K .

Запас міцності вибраних канатів при $n_{y,K} q_K \geq p$

$$z = \frac{n_K Q_P}{g(Q_{II} + Q_C + n_K p_K H_K)} \quad (10)$$

Лінійна маса q_K врівноважуючого каната виходить як приватне від розподілу $n_K p_K$ на число $n_{y,K}$ врівноважувальних канатів, яке за ПБ має бути не менше 2.

Якщо $n_{y,K} q_K \geq p$ запас міцності підйомного каната:

$$z = \frac{n_K Q_P}{g(Q_{II} + Q_C + n_{y,K} q_K H_K)} \quad (11)$$

При використанні таблиць ГОСТів канатів так само як і у формулах (7) і (8) значення Q_P (10) і (11) повинно бути збільшено в g разів.

4.4 Напрявні та відхиляючі шківви. Копри

Напрявні (копрові) шківви одноканатних підйомних установок розташовуються на підшківному майданчику копра і служать для підтримки підйомних канатів та направлення їх у стовбурі.

Основними частинами напрямних шківвів є (рис. 21): обід 1, спиці 2, маточина 3, вісь 4, підшипники 5. Ступицю закріплюють на осі шківва на шпонці. Для запобігання осьовому зсуву шківва на осі його насаджують кільця. Підйомний канат рухається у канавці (струмці) обода шківва.

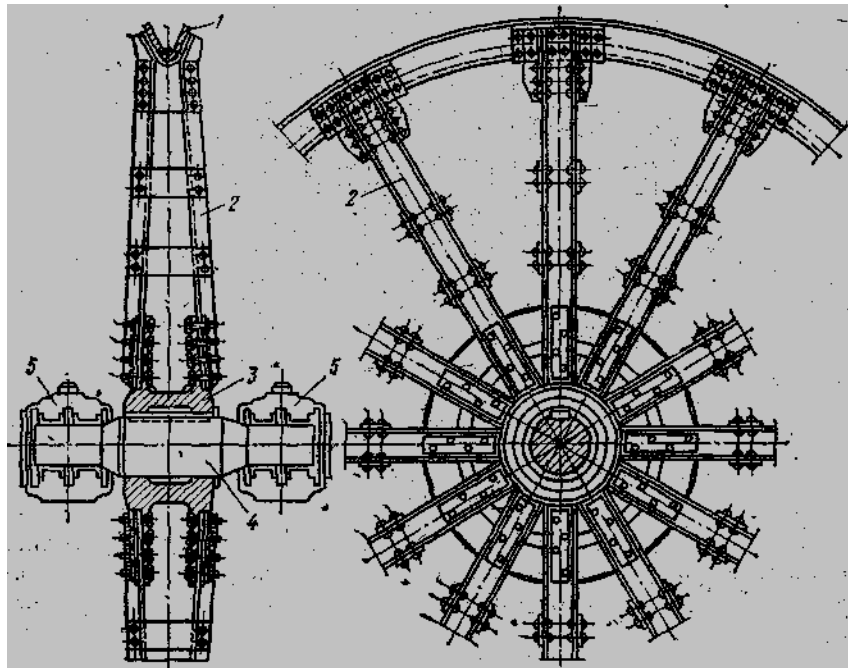


Рис.21 - Направляющий шків

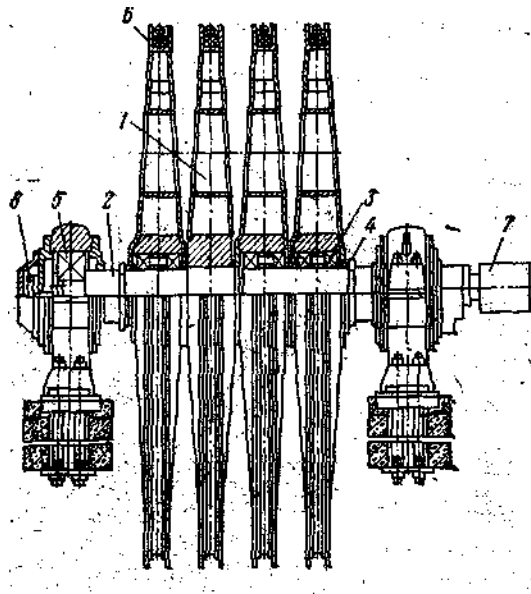


Рис. 22 - Відхиляючі шківів

Шківів діаметром до 3м мають сталевий литий обід і круглі сталеві спиці, залиті в обід і маточину врозбіг; шківів діаметром 4; 5; 6 м виконують зі сталевим штампованим ободом і спицями зі швелерів, з'єднаними болтами зі маточкою та заклепками з ободом. Для шківів застосовуються підшипники кочення.

Діаметр напрямного шківів, як і органів навивки, визначається відповідно до вимог ПБ (Див. нижче § 4.5). Махові моменти шківів діаметром: 4м - $3,45 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$; 5м - $7,15 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$; 6 м - $13,9 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$.

Відхиляючі шківів багатоканатних підйомних установок розташовують на копрі нижче машини; вони необхідні для того, щоб встановити необхідну відстань між осями підйомних судин у стовбурі незалежно від провідного діаметра шківів.

Кут відхилення канатів шківів для зменшення зносу канатів повинен бути не більше 15° , при цьому кут охоплення канатом провідного шківів буде $190 - 195^\circ$.

Один з відхиляючих шківів 1 (рис. 21) закріплений на осі 2 по пресовій посадці, а інші можуть вільно обертатися на роликів підшипниках 3, що виключає прослизання канатів по шківів, що викликається деякою відмінністю їх діаметрів. Шківів фіксуються від осьового зміщення кільцями 4. Вісь 2 спирається на роликів підшипники 5. Ободи шківів мають футерування 6 з пластику або маслостійкої гуми. На осі 2 закріплені тахогенератор 7 датчик 8 апарату контролю ходу.

Діаметри відхиляючих шківів для багатоканатних машин з діаметром ведучого шківів до 3,25 м включно - 2 м, а при великих діаметрах провідних шківів - 3 м. Відповідно до цього підведена маса відхиляють шківів 1,7 і 4,1 т.

Копри необхідні для підтримки напрямних шківів і сприйняття сил, що діють на них, для кріплення провідників, що виходять зі стовбура, розвантажувальних кривих для скіпів і перекидних клітей і балок для посадкових кулаків або майданчиків, що коливаються. При багатоканатній підйомній установці з провідним шківів тертя на копрі у спеціальному приміщенні розміщується підйомна машина.

Основні частини копра (рис. 23) установок, машини яких розташовуються на рівні землі: вертикальний верстат 1, укосина (нога) 2, що підпирає його у верхній частині та укріплена внизу на бетонному фундаменті, майданчик 3 для напрямних шківів.

Копри виготовляють із сталі або залізобетону. Найбільше застосування отримали сталеві копри, які мають у порівнянні із залізобетонними ряд переваг: меншу масу; пружність сталі, що компенсує додаткову напругу в конструкції копра при нерівномірному осаді його опор; виготовлення на заводі, що забезпечує високу якість; мінімальні витрати часу на монтаж; можливість реконструкції, оскільки вони можуть бути посилені, підвищені, перенесені в іншу шахту. Залізобетонні копри в порівнянні зі сталевими стійкіші і не вимагають додаткових витрат на їх утримання. В даний час залізобетонними виготовляються баштові копри.

За кількістю підйомів, що обслуговуються, копри ділять на однопідйомні та багатопідйомні.

Застосовуються копри наступних конструкцій.

Копри А-подібні (рис. 23, а) є фермою, що сприймає всі навантаження від підйомної установки, власної маси і тиску вітру. Верстат копра незалежний від ферми.

Чотирьохстійкові копри (рис. 23, б) складаються з конструкцій чотирикутного перерізу, що є одночасно робочою частиною копра і верстатом, і укосини. Укосина сприймає головним чином зусилля від натягу канатів, а верстат - навантаження від маси копра і тиску вітру. Чотирьохстійкові копри забезпечують більш сприятливі умови компонування відкатки в надшахтній будівлі на відміну від копрів А-подібних, де у зв'язку з наявністю великої кількості горизонтальних зв'язків ці умови менш сприятливі.

У верстаті чотирьохстійкового копра для скіпових підйомів та підйомів з перекидними клітками необхідно залишати отвори для перекидання та розвантаження підйомних судин, що послаблює конструкцію просторової ферми та ускладнює проектування копра.

Шатрові копри (рис. 23, в) застосовують для обслуговування двох підйомних установок, розташованих в одному стволі. Верстат тут незалежний від копра.

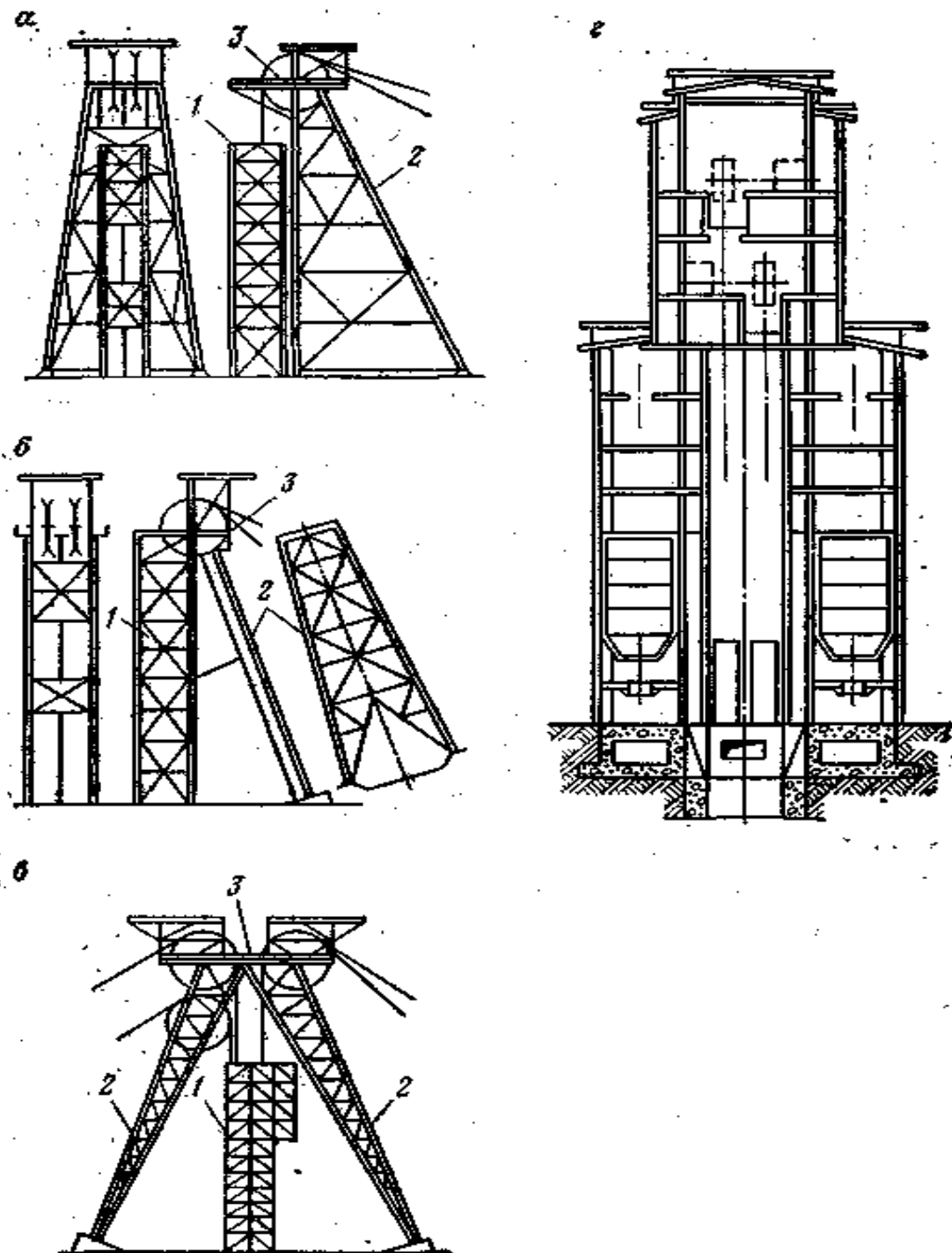


Рис. 23 - Копри

Баштові копри (рис. 23, г) застосовують при багатоканатних підйомних установках з розташуванням машини в приміщенні у верхній частині копра. Висота баштових копрів: 90... 130 м для головних установок та 50... 60 м для допоміжних.

Прохідницькі копри безтанкові, збірно-розбірні, їх виготовляють із сталі, мають шатрову конструкцію.

4.5 Органи навивки постійного радіусу

Одночасне підймання однієї підйомної судини і спуск іншої здійснюють навивкою одного каната на орган навивки і звивкою з його іншого або приведенням каната в рух силою тертя, що виникає між ним і ведучим шківом. При цьому досягається прийом однієї підйомної судини на верхньому майданчику, а іншого на нижній і врівноваження власних мас судин.

В залежності від того, чи залишається при підйомі радіус навивки каната постійним або змінюється, розрізняють органи навивки постійного радіусу - циліндричні барабани, провідний шків тертя і органи навивки змінного радіуса - біциліндроконічні барабани та ін.

Ц и л і н д р и ч н і б а р а б а н и . Підйомні машини виготовляють дво- та однобарабанні. При двобарабанних машинах кожен із барабанів обслуговує один канат (рис. 24, а). У установках з однобарабанною машиною барабан обслуговує обидва канати, причому при звивці з барабана каната підйомної судини, що опускається, на його місце навивається канат піднімається судини (рис. 24, б). Установки з циліндричними барабанами можуть бути як без врівноважуючого, так і з врівноважуючим канатом, що на рис. 24 показаний штриховою лінією.

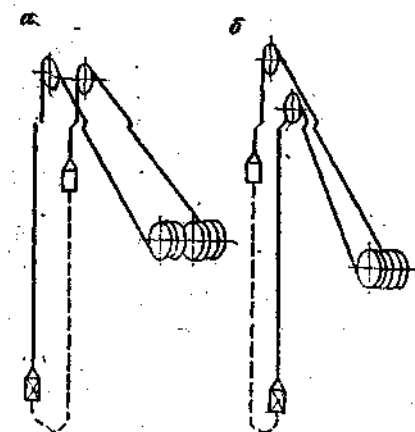


Рис. 24 - Схеми підйомних установок із циліндричними барабанами

У двобарабанних машинах один із барабанів жорстко закріплений на валу — заклинений барабан, а інший може бути з'єднаний з валом або від'єднаний від нього — переставний барабан. Переставний барабан дає можливість регулювати розташування підйомних судин один щодо одного, що необхідно при обслуговуванні кількох горизонтів шахти, та спрощує операції навішування, зміни канатів та регулювання їх довжини. Для цього переставний барабан загальмовується і від'єднується від валу, а жорстко закріпленим барабаном повільно переміщається канат.

Однобарабанна машина в порівнянні з двобарабанною має меншу ширину та масу. Одинарний барабан може бути цілісним та розрізним. При цілісному барабані регулювати розташування - підйомних судин складніше порівняно з розрізним. При розрізному барабані ця операція проводиться так само, як і при двобарабанній машині.

Донецький машинобудівний завод ім. Ленінського комсомолу України випускає двобарабанні та однобарабанні підйомні машини з діаметром барабанів 1,2; 1,6; 2; 2,6; 3 та 3,4 м. Машини з діаметром барабана 1,2; 1,6; 2 мумовно ставляться до малих, і з діаметром 2,6; 3 і 3,4 м- до середніх.

Ново-краматорський машинобудівний завод (НКМЗ) ім. В. І. Леніна випускає великі двобарабанні та однобарабанні з розрізним барабаном підйомні машини з діаметром барабанів 4; 5 та 6 м.

Малі підйомні машини призначені головним чином для роботи в шахті, середні як для підземних установок, так і для установок на поверхні, великі тільки для установок на поверхні.

ДМЗ випускає середні двобарабанні підйомні машини типорозмірів $2 \times 2,5 \times 1,2$; $2 \times 3 \times 1,5$ У; 2Ц- $3,5 \times 1,7$ А (у шифрах машин числами вказані послідовно: кількість барабанів, діаметр барабана, м, та

його ширина, м; У - посилена, Ц - циліндричні барабани; А - індекс моделі), а також однобарабанні $1 \times 2,5 \times 2$; $1 \times 3 \times 2$ У; Ц- $3,5 \times 2$ А.

Двобарабанна підйомна машина ДМЗ 2Ц- $3,5 \times 1,7$ А у своїй корінній частині (рис. 25) складається з валу 1 із зубчастою муфтою 2, роликових дворядних сферичних підшипників 3, заклиненого на валу барабана 4, переставного барабана 5 з зубчастим 6. Зовнішні лобовини 7 барабанів з гальмівними ободами 8 зварно-ливої конструкції; маточини 9 литі, диск і гальмівні ободи - з листової сталі, внутрішні лобовини 10 - литі. Обичайка 11 - зварена з нарізаними канавками для каната. Реборди 12 зварні складаються з окремих сегментів і кріпляться до обичайки болтами. Зубчастий механізм перестановки 6, вбудований у ліву лобовину 7, під дією пружин постійно знаходиться в зачепленні. Розчеплення здійснюється під дією стисненого повітря, що подається в циліндри механізму перестановки. Точність регулювання положення судин 100... 200 мм. Вмикання та вимикання механізму 6 дистанційне з пульта управління.

Максимальна кількість шарів навивки на барабан – 3.

Підйомна машина ДМЗ 2Ц- $3,5 \times 1,7$ А (рис. 26) для зручності транспортування залізницею без розбирання має діаметр 3,4 м. Вона складається з рами 6, корінної частини 2, редуктора 3, електродвигунів 4, виконавчого органу гальма 10 з гальмівними колодками 9 з прес-маси, гальмівного приводу 7, панелі управління 8 гальмом, стопорного пристрою 1, апарату 5 завдання і контролю ходу.

Машина може бути правого чи лівого виконання. При правому виконанні редуктор та двигун розташовані праворуч від барабанів, якщо дивитися на машину з боку гальмівного приводу.

Правий підйомний канат набігає на барабан зверху, лівий знизу.

Управління машиною проводиться з пульта, який не має механічного зв'язку з машиною і може встановлюватись у будь-якому зручному для керування місці.

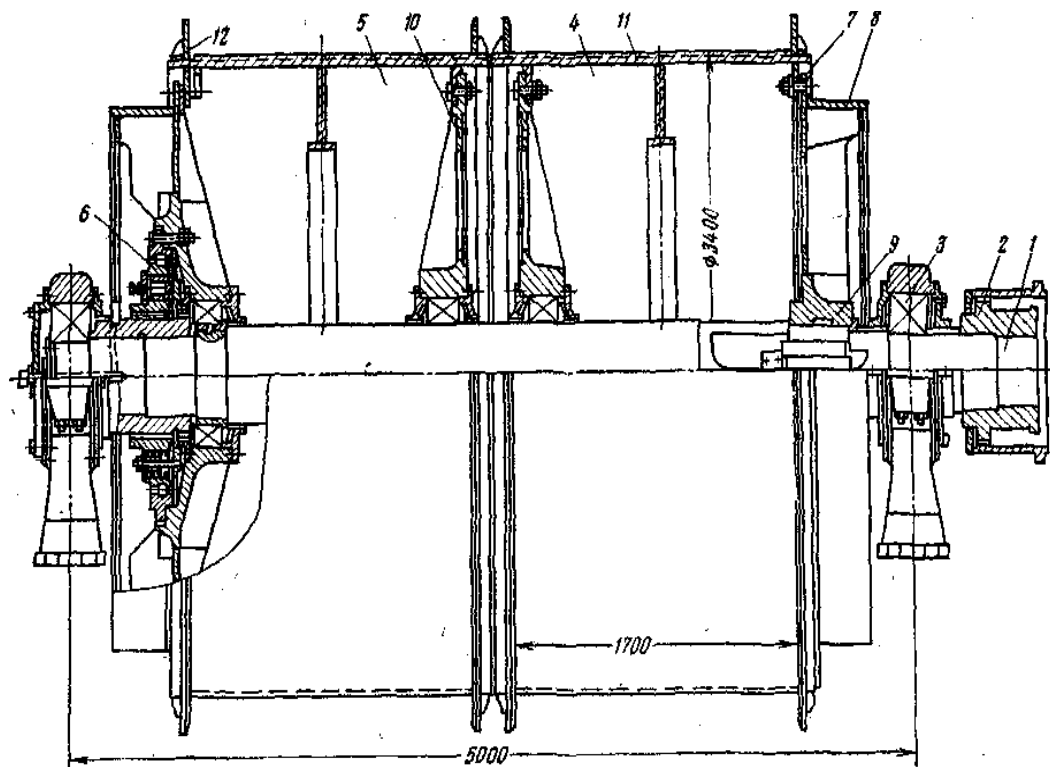


Рис. 25 - Корінна частина підйомної машини 2Ц- $3,5 \times 1,7$ А

Однобарабанні підйомні машини ДМЗ мають цілісний барабан, усередині якого у кожній з лобовин розташована бобіна з електроприводом для розміщення на ній запасу каната, призначеного для випробування. Усі підйомні машини ДМЗ, як двобарабанні, так і однобарабанні, виготовляють із двоступінчастими однопривідними редукторами; машини Ц-3.5×2А та 2Ц-3,5×1,7А можуть бути також обладнані одноступеневими двопривідними редукторами.

Дані про деякі підйомні машини ДМЗ наведено у додатку 11.

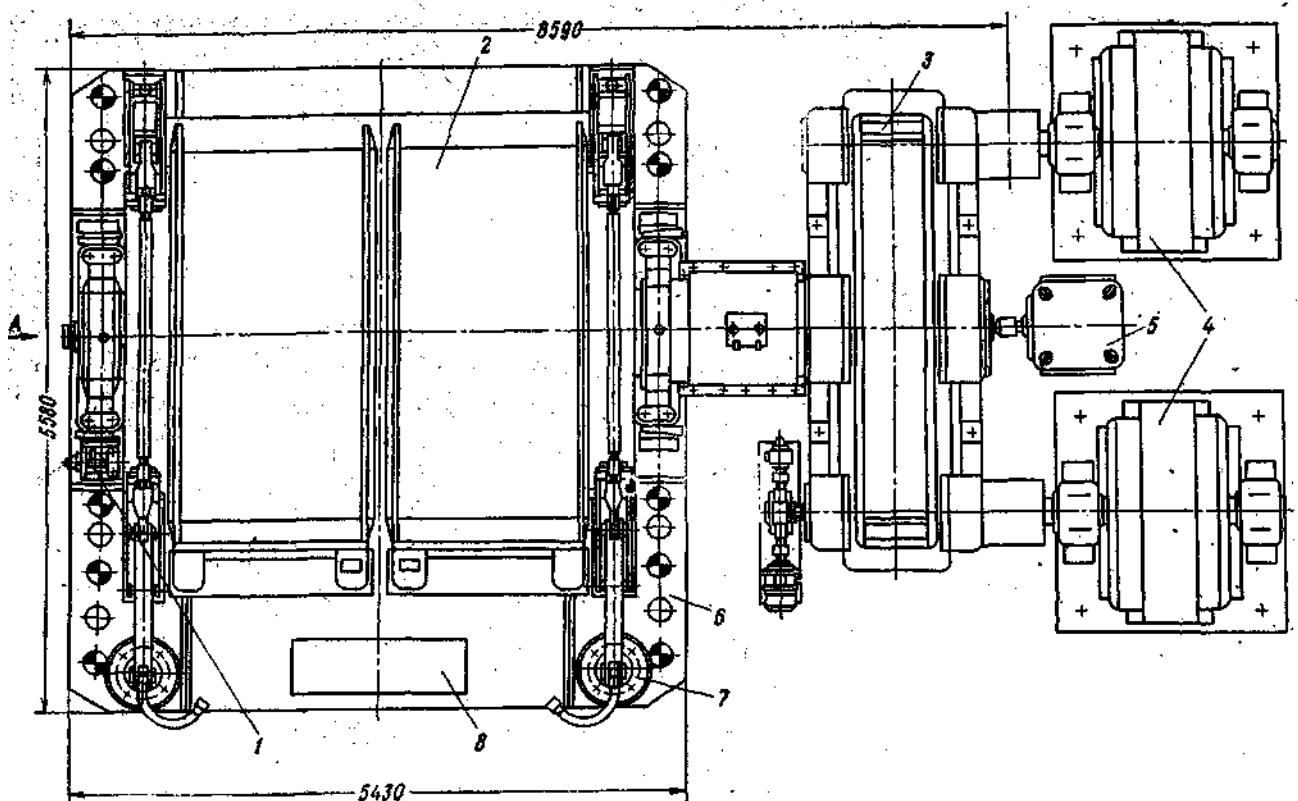
Двобарабанні машини НКМЗ типорозмірів 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3; 2Ц-5×2,4 та 2Ц-6×2,4 конструктивно однакові, машини 2Ц-5×2,8; 2Ц-6×2,8; 2Ц-6×2,8У (У - посилена) - такої ж конструкції, але з деякою відмінністю в корінній частині. Машини 2Ц-5×2,8 і 2Ц-6×2,8У допускають лише одношарову навивку каната на барабан, інші машини як одношарову, так і двошарову. У шифрі машин із двошаровою навивкою каната після останньої цифри ставиться Д.

Підйомні машини 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3; 2Ц-5×2,4; 2Ц-6×2,4 мають одноступінчасті двопривідні редуктори. Ці машини постачаються асинхронними двигунами або швидкохідними двигунами постійного струму. Машини 2Ц-5×2,8; 2Ц-6×2,8; 2Ц-6×2,8У виготовляють без редукторів із приводом від тихохідних двигунів постійного струму.

Корінна частина підйомних машин 2Ц-4×1,8 2Ц-4×2,3; 2Ц-5×2,4; 2Ц-6×2,4 (рис. 27) складається з валу 1 із зубчастою муфтою 13, роликів дворядних сферичних підшипників 3, встановлених у роз'ємних корпусах 4, закошеного 9 і переставного 6 зварних барабанів з внутрішніми кільцями жорсткості 7. На обичайках 8 канавка, крок якої залежить від діаметра каната. На лобовинах барабанів закріплені гальмівні ободи 2, обичайки мають реборди 10. Заклинений барабан 9 кріпиться до валу за допомогою маточини 11 і болтів, переставний барабан 6 встановлюється на валу на підшипниках 12. За допомогою зубчастого механізму перестановки 1 барабан 5 від нього.

Підйомні машини НКМЗ типорозмірів 2Ц-4×1,8; 2Ц-4×2,3; 2Ц-5×2,4 і 2Ц-6×2,4 (рис. 28) складаються з корінної частини 1, редуктора 2, зубчастої 3 пружинної муфти 4, електродвигунів 5, виконавчого органу гальма 6, приводу гальма 7, гальмівного компресора 8 з повітрязбірником 9, пульта управління 10, панелі управління гальмом 11, апарату 12 завдання та контролю ходу АЗК, системи мастила 13, обмежувача швидкості 14.

Однобарабанні підйомні машини НКМЗ виготовляють таких типорозмірів: ЦР-4×3/0,7;



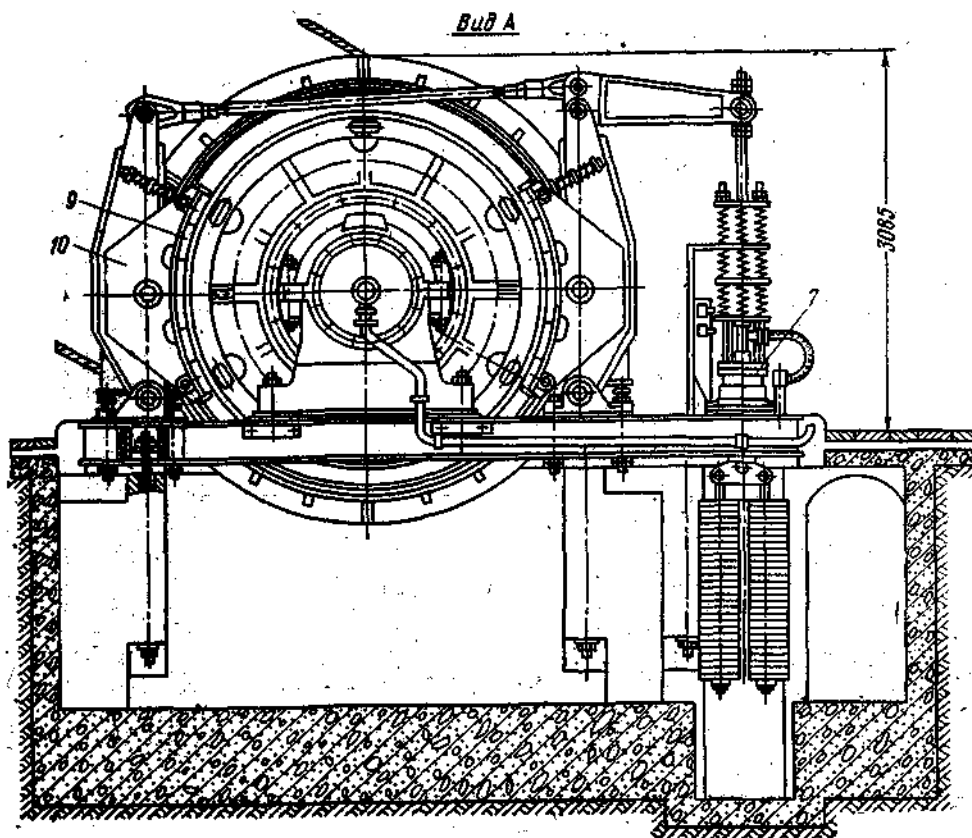


Рис. 26 - Підйомна машина 2Ц-3,5×1,7А

ЦР-5×3/0,6; ЦР-6×3/0,6 та ЦР-6×3,4/0,6 (ЦР — циліндричний розрізний барабан, числа (м): діаметр барабана, чисельник — ширина барабана, знаменник — ширина переставної частини барабана). Всі машини мають одноступеневі двопривідні редуктори, за винятком машини ЦР-6×3,4/0,6, яка застосовується без редуктора з тихохідним двигуном постійного струму. Машини ЦР у своїй корінній частині (рис. 30) мають пустотілий вал 1, що спирається на сферичні дворядні роликові підшипники 2, заклинену частину барабана 3, закріплену на валу при допомоги маточок 4 і болтів, переставну частину барабана 5, що спирається на роликові підшипники 6, з описаним нижче зубчастим механізмом перестановки 7. Барабан зварної конструкції з внутрішніми кільцями жорсткості. На обидві 8 нарізані канавки для каната. На кінцях барабана є реборди 9 та гальмівні ободи 10.

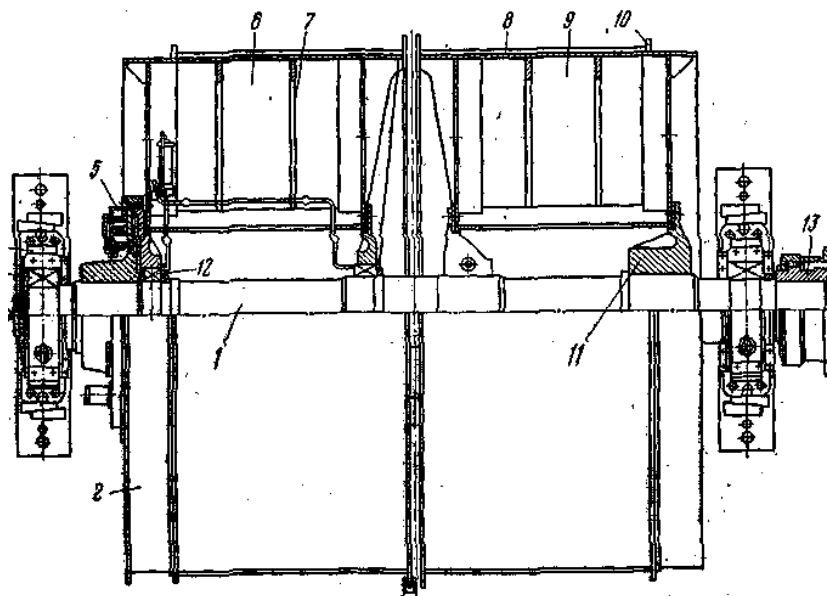


Рис. 27 - Корінна частина підйомної машини 2Ц

Розріз барабана робиться так, щоб один з канатів навивався тільки на заклинену частину барабана, а інший на обидві частини. При цьому, якщо підйомний посуд другого каната знаходиться на нижньому приймальному майданчику, частина каната, що залишилася на барабані, не повинна переходити через розріз на заклинену частину барабана. При такому барабані один підйомний посуд можна переставити щодо іншого на відстань, що необхідно для усунення витяжки канатів, при навішуванні та зміні їх.

На рис. 30. показаний зубчастий механізм перестановки барабана, який складається з зубчастого колеса 1, напесованого на вал машини, зубчастого вінця 2 маточини переставного барабана і на ружній зубчастій муфти 3 з внутрішнім зачепленням.

Зачеплення муфти 3 з вінцем і колесом відбувається при розтисканні тарілчастих пружин 4. При подачі стисненого повітря в пневмоциліндри пружини 5 стискуються і вінець 2 виходить з зачеплення з муфтою. Зубчастий механізм перестановки може забезпечити точність регулювання довжини каната до 200 мм.

Дані про машини НКМЗ з циліндричними барабанами наведені у додатках 12 та 13.

Відповідно до ПБ відношення діаметра барабана D_b або напрямного шківів D_n до діаметру каната d для установок на поверхні має бути не менше 79, а для підземних і прохідницьких установок — не менше 60.

На людських та вантажолюдських установках вертикальних шахт згідно ПБ навивка каната на барабан має бути одношаровою, тільки для вантажних установок на поверхні вона при двобарабанних машинах може бути двошаровою та у підземних установках — тришаровою. При багатошаровому навивці каната: реборда барабана повинна виступати над верхнім шаром каната на 2,5 діаметра каната; футерування барабана, так само як і при одношаровій навивці, повинна мати нарізні канавки; за критичним ділянкою каната (чверть останнього витка нижнього ряду при переході на верхній ряд) ведеться посилене спостереження (облік розірваних дротів) і через кожні 2 місяці він пересувається на чверть витка.

При двобарабанних машинах кожен з барабанів обслуговує тільки один канат, отже, на кожному барабані повинні розміститися: 1) канат, довжиною рівний висоті підйому H (відстань від верхнього приймального майданчика до нижнього по останньому горизонту); 2) канат для випробування довжиною $lu = 30 \dots 35$ м...; у разі розташування цього каната на внутрішніх бобінах його довжина при визначенні ширини барабана не враховується; 3) витки тертя $n_{ст}$ для ослаблення натягу каната в місці його закріплення до барабана; при футерованих барабанах $n_{ст} \geq 3$, при нефутерованих барабанах $n_{ст} \geq 5$.

Щоб уникнути тертя витків каната друг про друга, з-поміж них залишається зазор $b_3 = 2 \dots 3$ мм.

Ширина барабана (мм):

при одношаровому навиванні підйомного каната

$$B_K = \left(\frac{H + l_u}{\pi D_b} + n_{e.m} \right) (d_k + b_3); \quad (12)$$

при багатошаровій навивці

$$B_K = \left(\frac{H + l_u}{n_c \pi D_{p.s}} + n_{e.m} + n_{e.n} \right) (d_k + b_3); \quad (13)$$

де $n_{в.п} = 4$ - число витків на пересування критичної ділянки каната; n_c - число верств навивки каната на барабан; $\pi D_{p.s}$ - розрахункова середня довжина витка каната,

$$\pi D_{p.s} = \pi [D_b + (n_c - 1)d_k]; \quad (14)$$

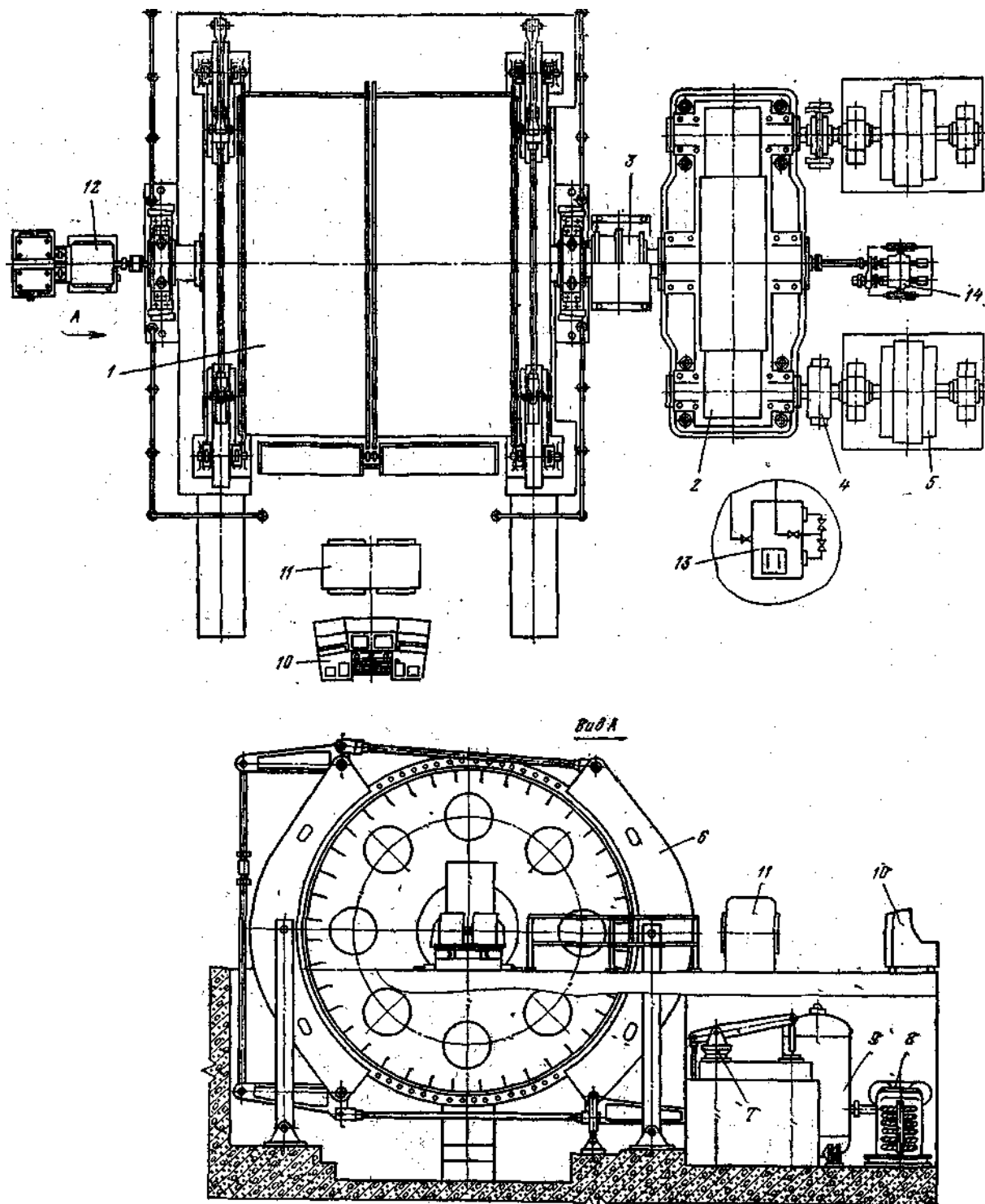


Рис. 28 - Підйомна машина 2Ц

Один циліндричний барабан обслуговує обидва підйомні канати, причому при звиванні з барабана одного каната на нього навивається інший канат.

Ширина одного барабана, що обслуговує обидва канати,

$$B_k = \left(\frac{H+2l_u}{\pi D_0} + 2n_{в.м} + n_{в.з} \right) (d_k + b_z) \quad (15)$$

де $n_{в.з} = 2$ витка - зазор між звивається і навивається канатами.

За знайденим значенням B за заводськими даними остаточно приймають ширину барабана.

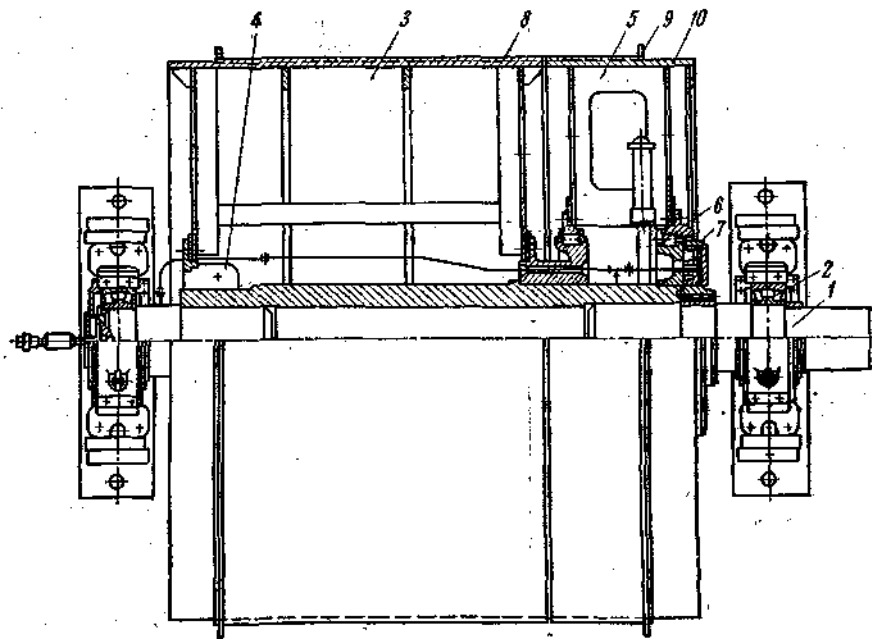


Рис. 29 - Корінна частина підйомної машини ЦР

При встановленні з одноканатним провідним шківом тертя (рис.31) круглий підйомний канат, охопивши одноруч'євий шків підйомної машини, прямує через напрямні шківви до підйомних судин, де його кінці прикріплюються до підвісних пристроїв. Врівноважуючий канат при цьому органі навивки є обов'язковим. При обертанні ведучого шківа підйомний канат захоплюється ним за рахунок сили тертя між канатом і футеровкою шківа. Застосування рівноважного врівноважувального каната забезпечує нековзання підйомного каната при глибинах понад 300 м. При менших глибинах потрібно навішування важкого врівноважуючого каната.

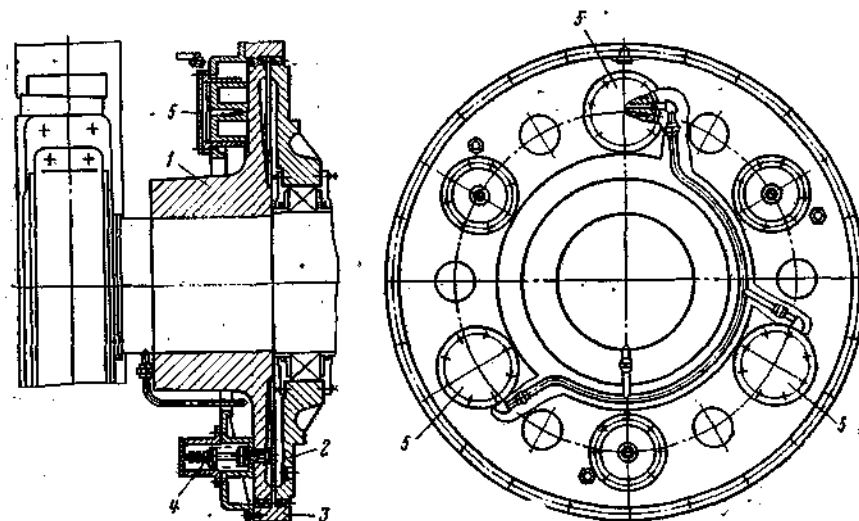


Рис. 30 - Зубчастий механізм перестановки барабана

Шків футерується прогумованими шашками або пластмасою.

Для установок зі шківми тертя найбільш підходящими є триграннопрядні та закриті конструкції канати. Хороше зчеплення з футеруванням забезпечує підйомний канат односторонньої звивки. У такому канаті дротики розташовуються під деяким кутом до осі каната, а не вздовж її, як це має місце в канаті хрестової звивки.

НКМЗ випускав підйомні машини з провідним тканням тертя типу ШТ-7,2, де 7,2 — діаметр шківа, м. Для полегшення навішування та зміни канатів машина забезпечена бобиною, яка закріплена на корінному валу.

Вал шківа з'єднується з валом двигуна безпосередньо (при тихохідних двигунах постійного струму) або через одноступінчастий редуктор. Максимальні показники такої машини: швидкість

підйому до 16 м/с, глибина підйому 1200 м, найбільший діаметр каната 60 мм, максимальний статичний натяг каната 0,31 МН, максимальна різниця статичних натягів каната 0,072 МН.

Відповідно до ПБ діаметр шківів $D_{ш.т} \geq 120d_{до}$.

Тиск на футерування шківів $p_{ш.т}$ (Н/см²) від натягу набігає $F_{наб}$ і збігає $F_{сб}$ гілок каната приймається рівномірно розподіленим на проекцію опорної поверхні шириною, що дорівнює діаметру каната $d_{до}$, і довжиною, що дорівнює діаметру шківів $D_{ш.т}$:

$$p_{ш.т} = \frac{F_{наб} + F_{сб}}{D_{ш.т} d_{до}} \quad (16)$$

Значення $p_{ш.т}$ приймають при футеровці з прогумованих шашок рівними 140 ... 160 Н/см² при пластмасовій футеровці - 160 ... 200 Н/см².

З умови ковзання каната при установках зі шківом тертя перекидні підйомні судини не використовують. Щоб уникнути прослизання ведучого шківів щодо каната не можна встановлювати судини на кулаки на обох приймальних майданчиках; на одній з них застосовують майданчики, що коливаються.

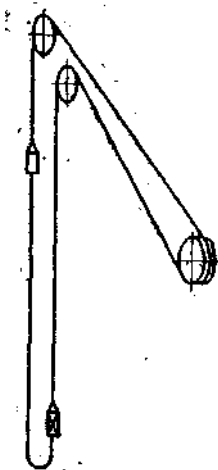


Рис. 31 - Схема підйомної установки з одноканатним ведучим шківом тертя.

Установки з провідним шківом тертя мають переваги: компактність завдяки невеликій ширині шківів; відсутність відхилення каната у зв'язку з розташуванням напрямних шківів та провідного шківів в одній вертикальній площині; струни канатів можуть бути меншою за довжину (див. розділ 4).

Недоліки установок з провідним шківом тертя: обрив підйомного каната спричиняє аварію з обома підйомними судинами; при обриві врівноважує каната має місце ковзання підйомного каната по провідному шківу, що також призводить до аварії; зменшення надійності дії парашутів із боку непошкодженої гілки каната; неможливість періодичного випробування каната; більш важкі умови роботи каната в порівнянні з іншими системами; важка навішування та зміна канатів; за наявності на шахті двох і більше горизонтів одночасне завантаження однієї підйомної судини та розвантаження іншої можливе лише при роботі з нижнього горизонту.

Під час прискореного та уповільненого руху підйомних судин за певних умов можливе прослизання відповідно провідного шківів по канату та каната по шківу, у зв'язку з чим порушується робота запобіжних пристроїв, що діють у функції частоти обертання корінного валу машини.

Багатоканатні підйомні установки в даний час набули широкого поширення на глибоких і надглибоких шахтах.

Принцип дії багатоканатної установки (рис. 32) такий самий, як і установки з одноканатним провідним шківом тертя, але з тією різницею, що тут підйомні судини 1 підвішені на декількох (двох, чотирьох, шести, восьми і навіть дванадцяти) підйомних канатах 2. До підйомних судин прикріплені врівноважуючі канати 3. На баштовому копрі розташовується машина з провідним шківом 4, що має канавки для підйомних канатів. Для дотримання необхідної відстані між підйомними судинами застосовують відхиляючі шквіви 5 (замість одного шківів 5, показаного на рис. 32, використовують кілька відхиляють шківів за кількістю підйомних канатів). У зв'язку з шківів, що відхиляють, кут охоплення провідного барабана підйомними канатами доходить до 195°.

Найбільш простий є установка без відхиляючих шківів, що застосовується у випадку, коли діаметр провідного шківів дорівнює відстані між осями підйомних судин у стовбурі або відрізняється меншим, ніж на 300 мм; при цьому кут охоплення шківів канатом дорівнює 180°.

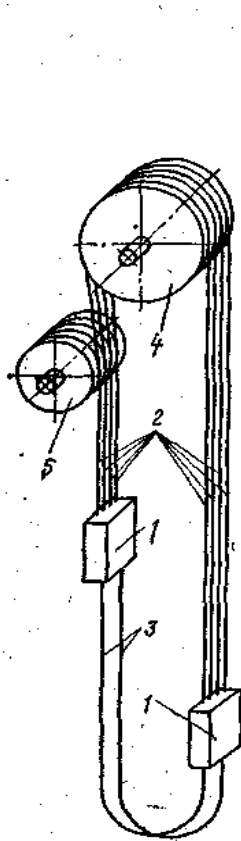
Діаметр багатоканатного ведучого шківа $D_{м.т} 79d_k$ при вугіллі охоплення 180° , а при більшому вугіллі $D_{м.т} 95d_k$, при канатах закритої конструкції $D_{м.т} 100d_k$. Ширина ведучого шківа залежить від числа, підйомних канатів і відстані між ними приблизно дорівнює $10d_k$.

Найкращим футеруванням шківів є пластмасова, хоча застосовують також шкіряну і з алюмінієво-магнієвих сплавів.

При багатоканатній установці до підйомних канатів висувають певні вимоги: наскільки можна постійний діаметр; можливо менша витяжка; стабільний модуль пружності; високий коефіцієнт зчеплення каната з футеруванням канавок шківа; найбільша поверхня зіткнення з футеруванням; «жорсткість» конструкції, що виключає повторні рухи на ружних дротів при спричиненні з футеровкою; найменший діаметр каната при заданій вантажопідйомності. Таким вимогам найбільше відповідають канати закритої конструкції, дещо меншою мірою — триграннопрядні канати; допускається також застосування круглорядних канатів лінійного дотику.

Допустиме питомий тиск на пластмасову футеровку ведучого шківа при канатах закритої конструкції не більше 250 Н/см^2 а коефіцієнт тертя цих канатів про футеровку $0,2$; при триграннопрядних і круглорядних канатах ці величини відповідно мають значення 250 Н/см^2 і $0,25$.

За даними практики, найбільша кількість багатоканатних установок мають чотири підйомні канати, рідше два, шість і більше канатів. Слід також зазначити, що зі збільшенням числа підйомних канатів ускладнюється конструкція підвісного та зрівняльного пристроїв, навішування та зміна їх.



Мал. 32 - Схема багатоканатної підйомної

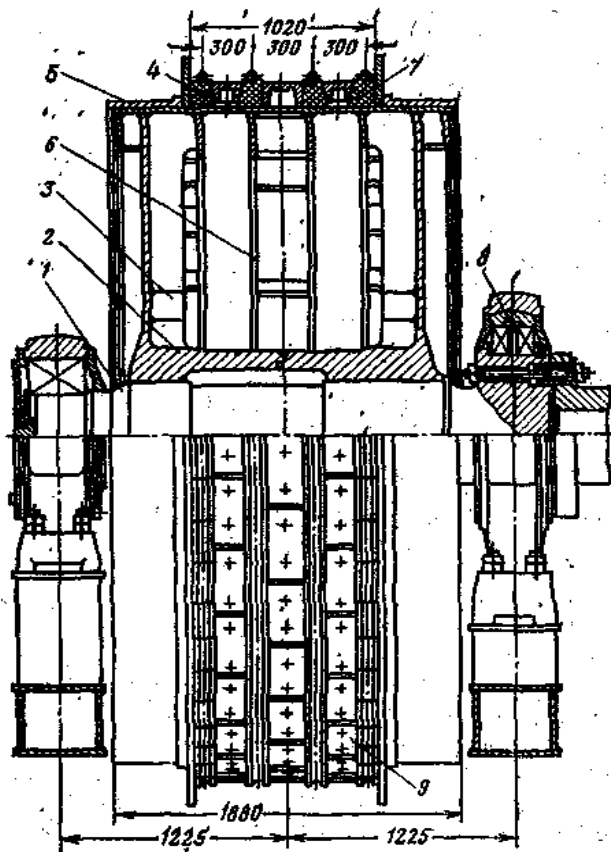


Рис. 33 - Корінна частина багатоканатних підйомних машин МК 4x4р і ЦШ 4x4

ДМЗ виготовляє багатоканатні підйомні машини таких типорозмірів: ЦШ 2,1×4; МК 2,25×4; МК 3,25×4; МК 4×4; ЦШ 4×4; МК 5×4; ЦШ 5×4 та ЦШ 5×8. У шифрі цих машин перше число — діаметр провідного шківа, м, друге — кількість підйомних канатів, МК — багатоканатна, ЦШ — згідно з ГОСТ 18116 — 72 циліндричний шків. Іноді в шифрі машин ставляться літери: р - редукторна, Л (або П) - ліве або праве виконання (за розміщенням редуктора). Машини ЦШ за схемними рішеннями та компонованням ідентичні машинам МК, але конструкція їх вузлів більш досконала. Серія машин ЦШ має замінити серію МК.

Машини ЦШ 2,1 4; МК 2,25×4; МК 3,25×4 та МК 4×4 виготовляють з двоступінчастими двопривідними редукторами, причому останні дві машини можуть бути і без редукторів. Інші - багатоканатні машини постачаються без редукторів з тихохідними двигунами постійного струму.

Корінна частина машин МК 4×4р і ЦШ 4×4 (рис. 33) має вал 1, що спирається на роликові підшипники 8, на який насаджений нероз'ємний зварний канатоведучий барабан 9. Обичайка 4 прикріплена до двох лобовин 3 і кільцевим ребрам 6. приварені до маточини 2. На лобовини спираються також гальмівні ободи 5. На обичайці покладено футерування 7.

На рис. 34 показано машина МК 4×4р.

Пульт керування не має механічного зв'язку з машиною і може бути змонтований у машинному залі, біля місць розвантаження скіпів або обміну вагонеток, чим досягається зручність керування машинами. Багатоканатні підйомні установки, порівняно з одноканатними, мають такі переваги: можливість підйому зі значних глибин великих вантажів; велика безпека роботи; діаметр кожного підйомного каната значно менше діаметра каната при одноканатному підйомі, у зв'язку з чим менше діаметр органу навивки, маса машини та потужність двигуна; менше перегинів каната; немає струн канатів (див. розділ 4); герметизація копра, що усуває вплив атмосферних факторів на канати; відсутність крутного моменту, прикладеного до судини з боку канатів (завдяки застосуванню парного числа канатів та почергового розташування канатів правої та лівої звивки), що сприяє зменшенню зносу провідників та пом'якшенню ударів на їх стиках; немає потреби у застосуванні парашутів у зв'язку з малою ймовірністю одночасного обриву всіх канатів.

Недоліками багатоканатних установок є необхідність у громіздкому та дорогому баштовому копрі; складність нагляду за канатами, навішування та зміни їх; нерівномірний розподіл навантаження між підйомними канатами, що виникає у зв'язку з невеликою відмінністю в діаметрах канатів (у межах допусків при їх виготовленні на заводі), різною витяжкою та неоднаковими пружними характеристиками канатів. У зв'язку з цим канати будуть працювати по-різному, мати різні напруги та зношування, а також різний запас міцності. В результаті навантаження одного каната в порівнянні з іншими може мати місце обрив цього каната, внаслідок чого виникає додаткове навантаження на інші канати.

Для усунення цього недоліку застосовують спеціальні підвісні зрівняльні пристрої, що мають більшу масу (3,5 - 6 т).

Дані про багатоканатні підйомні машини ДМЗ наведено у додатку 14.

У практиці гірничої промисловості СРСР найбільш потужні багатоканатні підйомні установки застосовують на шахтах Кривбасу глибиною до 1600 м зі скіпами вантажопідйомністю до 50 т при потужності одиночного приводу системи Г-Д до 6000 кВт і здвоєного - до 10000 кВт. З закордонної практики відомі багатоканатні установки для ще більших глибин і вантажопідйомності скіпів до 60 т.

За кордоном для надглибоких шахт набули поширення двоканатні підйомні установки з циліндричними барабанами та розташуванням машини в будівлі на рівні землі. У такій установці (рис. 35, а) підйомна машина має два циліндричні барабани 1 і 2, кожен з яких за допомогою проміжної реборди розділений на дві рівні по ширині секції. Два підйомні канати 3 і 4 з кожного барабана охоплюють свої напрямні шківів 5 і 6 і закріплюються до підвісних пристроїв підйомних судин 7 і 5. Під час підйому канати судини, що піднімається, навиваються в кілька шарів (до 5) на свою секцію барабана, в цей же час відбувається звивка канатів підйомної судини, що опускається, з іншого барабана.

Для вирівнювання навантаження в кожній парі канатів у підйомних судинах застосовують причіпні пристрої у вигляді компенсуючих блоків або кожену пару напрямних шківів встановлюють на поршнях гідравлічних циліндрів, що сполучаються між собою, що дозволяють шківам переміщатися один відносно одного у вертикальній площині.

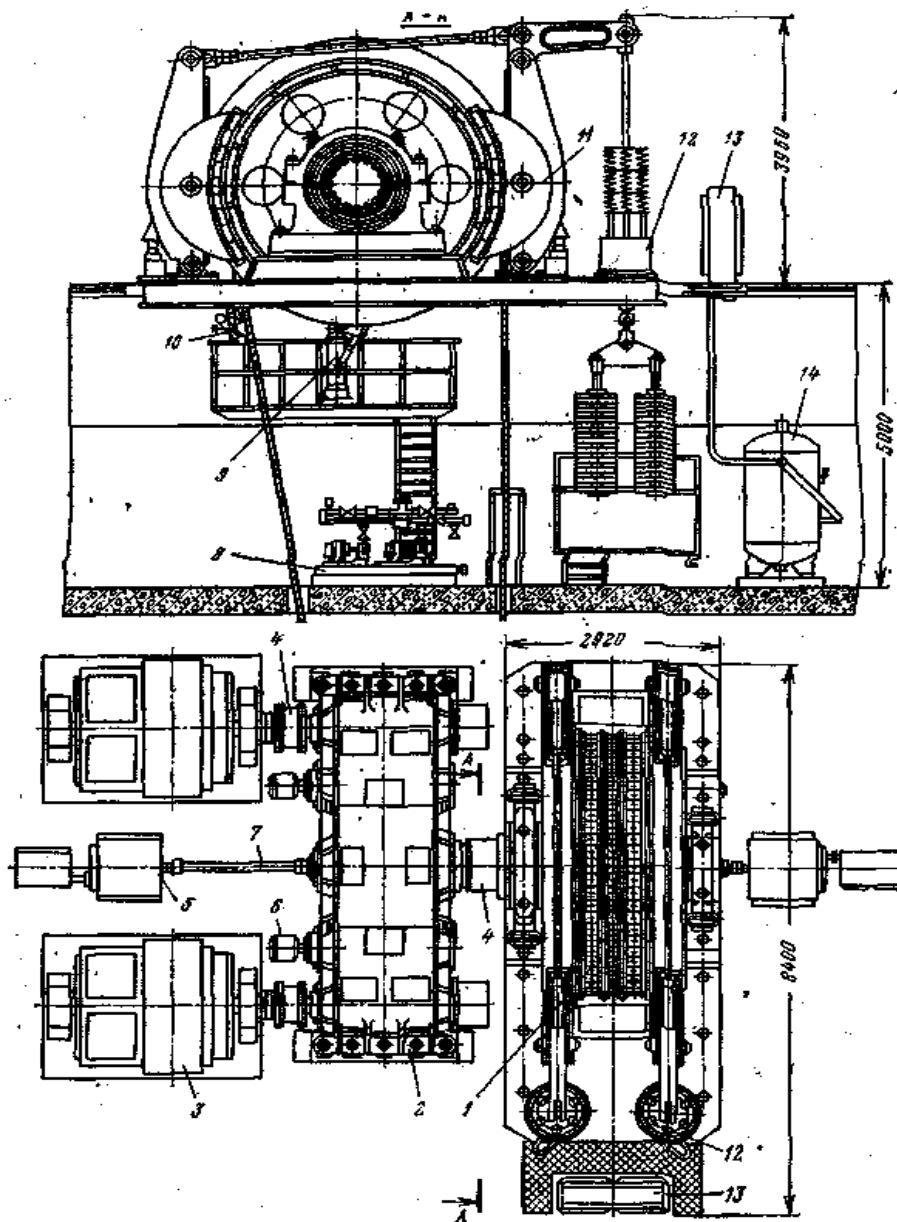


Рис . 34 - Багатоканатна підйомна машина МК 4 × 4р :

1 – корінна частина машини; 2 - підпружинений редуктор (машина може бути без редуктора); 3 - двигуни (один чи два); 4 - зубчасті муфти; 5 - апарат завдання та контролю коду АЗК; 6 – тахогенератор контролю швидкості; 7 – привід апарату АЗК; 8 - маслостанція редуктора; 9 - пристрій для проточування канатних канавок; 10 - апарат захисту від ковзання каната; 11 – виконавчий орган гальма; 12 - привід гальма; 13 - панель управління гальмом; 14 - повітрозбірник гальмівного компресора.

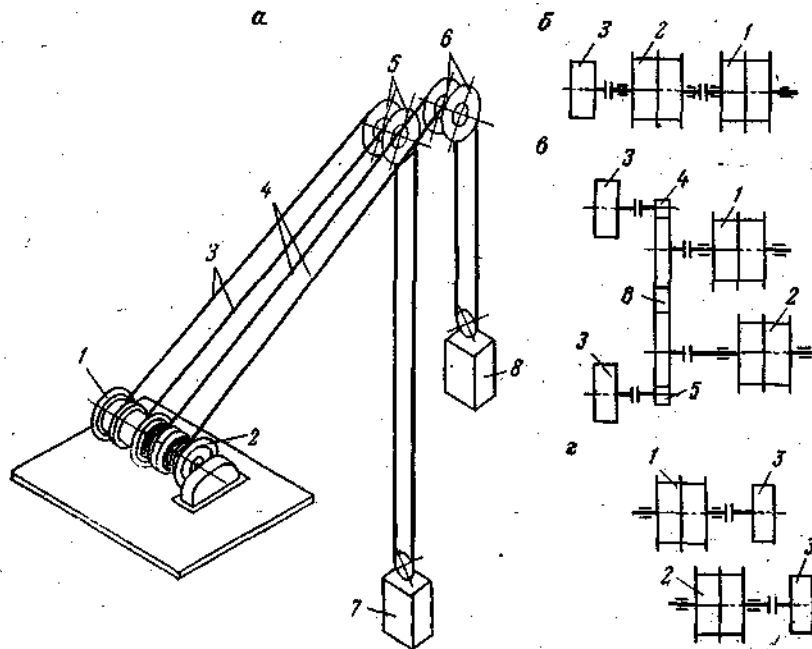


Рис. 35 - Двоканатна підйомна установка з циліндричними барабанами: а - схема установки; б, в, г - схеми розташування барабанів

Розташування барабанів 1 і 2 відносно один одного виробляють за трьома схемами: 1) на одній осі із застосуванням тихохідного двигуна 3 без редуктора (рис. 35, б); 2) на паралельних осях із застосуванням двох швидкохідних двигунів 3 з редукторами 4 і 5 і проміжним зубчастим колесом 6 для рівномірного розподілу навантаження між двигунами (рис. 35, в); 3) на паралельних осях із застосуванням для кожного барабана тихохідних двигунів 3 без редуктора, але із загальною схемою керування двома двигунами (рис. 35, г).

Установка з розташуванням барабана за першою схемою має найменшу вартість, але при ній можливі труднощі в розміщенні установки щодо ствола з погляду допустимих кутів відхилення каната на барабані (див. розділ 4). При другій схемі цього недоліку немає, але при великих потужностях двигунів виникають труднощі у конструюванні та виготовленні редукторів. Установка за третьою схемою є найбільш складною та дорогою, але вона і найбільш досконала; механічний зв'язок між барабанами замінено електричним, що спрощує компонування машини та перестановку барабанів один щодо одного. За цією схемою зрівняльний момент від одного барабана до іншого передається електрично, що призводить до додаткового нагрівання двигуна, у зв'язку з чим потужність кожного двигуна майже в 2 рази більше, ніж установка з механічним зв'язком барабанів; це збільшення потужності не відноситься до перетворювальної групи.

У практиці південноафриканських шахт двоканатні підйомні установки застосовують на шахтах глибиною 2000...2600 м, при діаметрі барабана 4,5...5 м, канатах діаметром 32...48 мм із запасом міцності 4,5...5 і потужності двигуна 6000...8000 кВт.

4.6 Врівноважування підйомних систем

Статичний момент $M_{ст.}$ (Н·м) щодо осі обертання барабана в підйомних системах з органами навивки постійного радіусу R і без врівноважувального каната буде змінним:

$$M_{ст.} = F_{ст.} R \quad (17)$$

де $F_{ст.}$ - Статичне зусилля підйомної системи на колі органу навивки, тобто. різницю статичних натягів піднімається $F_{під}$ і опускається $F_{оп}$ гілок каната, Н.

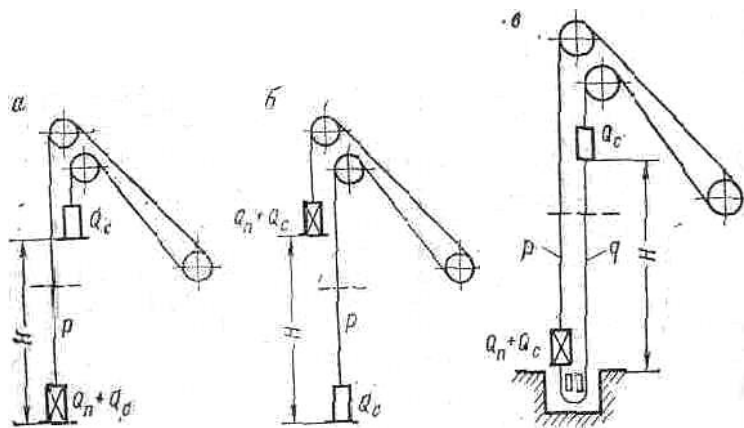


Рис. 36 - Схеми підйомних установок: а, б - без врівноважуючого каната; в - з врівноважуючим канатом

Нехтуємо різними шкідливими опорами в стовбурі та установці і оскільки $R = \text{const}$, на початку підйому (рис. 36, а)

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{под}} - F_{\text{оп}} = g(Q_{\text{п}} + Q_{\text{с}} + pN) - gQ_{\text{с}} = g(Q_{\text{п}} + pN) \quad (18)$$

в кінці підйому (рис. 162, б)

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{под}} - F_{\text{оп}} = g(Q_{\text{п}} + Q_{\text{с}}) - g(Q_{\text{с}} + pN) = g(Q_{\text{п}} - pN) \quad (19)$$

Власні маси підйомних судин врівноважуються, а мінливість $M_{\text{ст}}$ пояснюється впливом підйомного каната: на початку підйому маса підйомного каната pN збільшує значення $F_{\text{ст}}$, наприкінці - зменшує і, якщо $pN > Q_{\text{п}}$, то $F_{\text{ст}}$ стане негативним, тобто необхідно застосувати гальмування.

З точки зору керування машиною та витрати енергії бажано, щоб значення $M_{\text{ст}}$ за час руху підйомних судин було більш менш постійно, що можливо при застосуванні рівноважного врівноважуючого каната ($q = p$), що прикріплюється своїми кінцями до днищ підйомних судин і утворює в зумпфі стовбура петлю (рис. 36, в). І тут під час підйомної операції $F_{\text{ст}} = Q_{\text{п}}$, тобто тут статичне зусилля (отже, і статичний момент) системи буде постійним.

Лінійна маса врівноважуючого каната може бути меншою (легкий врівноважуючий канат), дорівнює (рівноважний врівноважуючий канат) або більше (важкий врівноважуючий канат) лінійної маси підйомного каната. Легкий врівноважуючий канат застосовують для зменшення негативних зусиль під час уповільненого руху судин. При важкому врівноважувальному канаті потужність підйомного двигуна може дещо зменшитися, але надмірне збільшення маси врівноважує каната збільшує масу підйомного каната.

Як врівноважують застосовують плоскі канати як гнучкіші. Врівноважуючий канат прикріплюють до підйомної судини за допомогою коуша, хомутів або макух. Петля врівноважує каната утримується в зумпфі стовбура дерев'яними брусами. Відстань від нижньої точки петлі врівноважуючого каната до нижнього приймального майданчика дорівнює 10...15 м.

Недоліки установки з врівноважуючим канатом: під час роботи з кількох горизонтів збільшується час на завантаження та розвантаження підйомних судин, на що вказувалося при описі підйомної системи з провідним шківом тертя (див. § 4.5) ; при значних глибинах шахт у періоди прискореного та уповільненого руху підйомних судин можлива вібрація врівноважуючого каната.

Слід зазначити, що у зв'язку із зазначеними недоліками в описаних вище двоканатних підйомних установках відмовляються від застосування врівноважувальних канатів; це призводить до збільшення потужності підйомного двигуна та застосування гальм, що розвивають великі гальмівні зусилля.

Врівноважування підйомних систем може бути зроблено без врівноважувальних канатів застосуванням органів навивки змінного радіусу. Принцип такого врівноваження полягає в тому, що для більш менш постійного значення $M_{\text{ст}}$. При змінному статичному зусиллі необхідно змінюватися і радіус навивки. Тому на початку підйому, коли крім кінцевого навантаження (корисний вантаж і власна маса підйомної судини) доводиться долати ще масу підйомного каната, його навивка відповідає малому радіусу органу навивки $R_{\text{пн}}$. Гілки каната, що при цьому опускається, у шахту відповідає великий радіус органу навивки $R_{\text{о.н.}}$. Потім радіус навивки обох гілок поступово змінюється, і в кінці підйому навивка каната відповідає великому $R_{\text{п.к}} = R_{\text{о.н.}}$, а звивка - малому радіусу $R_{\text{о.к}} = R_{\text{п.н.}}$. За час однієї підйомної операції у зв'язку із зміною довжини схилу каната у

стовбурі змінюються зусилля та радіус навивки.

Установки із змінним радіусом навивки не мають незручностей, властивих системам із врівноважуючим канатом, але для них характерні свої недоліки: порушення врівноважування під час роботи з проміжних горизонтів або за зміни навантаження судин; при багатопверхових клітках збільшується кількість маневрів у зв'язку з різними шляхами, прохідними судинами при повороті органів навивки на той самий кут; застосовувані нині органи навивки змінного радіусу - бициліндроконічні барабани - конструктивно складні.

Необхідність врівноваження підйомної системи встановлюється за значенням ступеня статичної нерівноваженості

$$\delta = \frac{pH}{kQ_n} \quad (20)$$

де k - Коефіцієнт шкідливих опорів у стовбурі та установці (див. § 4.10.3) .

Врівноважування необхідно застосовувати, якщо $\geq 0,5$.

Розрізняють статично врівноважені підйомні системи, при яких статичні моменти щодо осі обертання органу навивки за весь час підйомної операції однакові, і динамічно врівноважені системи, при яких обертові моменти двигуна відносно тієї ж осі за той же час однакові.

Статичне врівноважування досягається застосуванням врівноважуючого каната або органом навивки змінного радіусу.

До динамічно врівноважених систем належать:

1) гармонійне піднесення акад. М. М. Федорова з повним урівноваженням сил інерції; сталість крутного моменту за весь період підйомної операції досягається тут завдяки спеціально розрахованому важкому врівноважувальному канату і гармонійному закону зміни швидкості підйомних судин;

2) підйомна система із спеціально розрахованим профілем барабана змінного радіусу, запропонована проф. В. С. Макаровим.

Хоча ці системи не знайшли широкого практичного застосування через великі втрати в реостаті асинхронного двигуна в підйомі акад. М. М. Федорова та криволінійного профілю барабана у підйомі проф. В. С. Макарова, роботи зі створення теорії цих систем стали науковою основою для вирішення низки проблем шахтного підйому.

4.7 Органи навивки змінного радіусу

З різних типів органів навивки, змінного радіусу (конічні барабани, бобіни і т. д.) в даний час на шахтах середньої глибини і глибоких застосовують біциліндроконічні барабани.

Схема підйомної установки з біциліндроконічним барабаном показана на рис. 37.

Біциліндроконічні барабани складаються з трьох секцій: малого циліндра 1, конуса 2 великого циліндра 3; із зовнішнього боку малого циліндра прикріплюється гальмівний обід. На початку підйому канат підйомної судини, що піднімається, навивається на малий циліндр, далі на конус і на великий циліндр. Канат судини, що опускається, звивається у зворотному порядку. Великий циліндр обслуговує обидві гілки каната. Для зручності регулювання каната барабани виготовляють розрізними у великій основі конуса. Витки тертя розташовуються на малих циліндрах, а канат для випробування зазвичай усередині малих циліндрів на бобінах.

Підйомні машини з біциліндроконічними барабанами НКМЗ виготовляють типорозмірів: БЦК-8/5×2,7 і БЦК-9/5×2,5 (БЦК — біциліндроконічний барабан, чисельник дробу — діаметр великого циліндра, м, знаменник — діаметр малого циліндра, м, і далі — ширина великого циліндра, м). Ширина конічної частини барабанів в обох типорозмірах машин складає 1000 мм;

На рис. 38 показано корінну частину машини БЦК. На трубчатому валу 1, що спирається на два підшипники ковзання 2, закріплені заклинені 6 і переставна частини 7 барабана. На циліндричних поверхнях барабана нарізається гвинтова канавка, на конусах для утримання каната приварені спіральні жолобки 5. Заклинені частина барабана кріпиться на валу зварюванням, переставна - на опорах, що обертаються 8 і з'єднується з валом за допомогою зубчастого механізму перестановки 9, малих циліндрів. Усередині кожного з малих циліндрів встановлені бобіни 3, на яких знаходиться запас каната для випробувань. Обертання кожної бобіни при регулюванні каната здійснюється через черв'ячний редуктор від електродвигуна або вручну маховичком.

Нижній канат закріплений на заклиненій частині барабана, а верхній на переставний. Для нормального переходу верхнього каната через розріз барабана необхідно, щоб площа прямого шківів верхнього каната була зміщена вліво від розрізу не менше ніж на 100... 150 мм.

Машину БЦК-9/5×2,5 виготовляють як з одноступінчастим двопривідним редуктором, так і без редуктора, БЦК-8/5×2,7 без редуктора з тихохідним двигуном постійного струму.

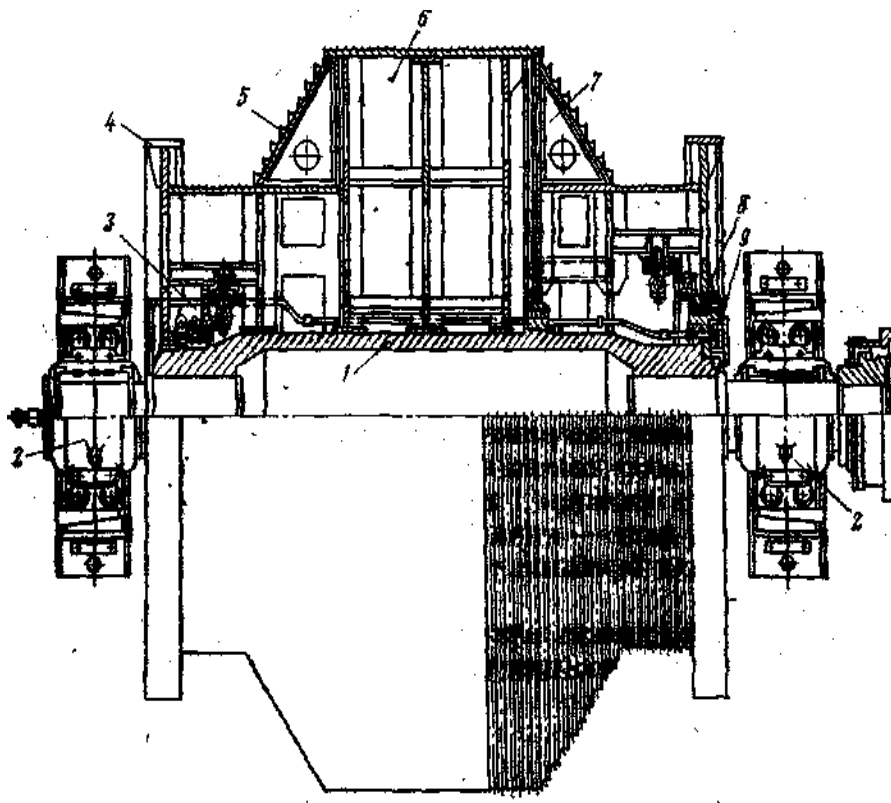


Рис. 38 - Корінна частина підйомної машини БЦК

Дані про підйомні машини з біциліндроконічними барабанами НКМЗ наведено в додатку 15.

Число витків каната $n_{м.ц}$ на малому циліндрі біциліндроконічного барабана зазвичай встановлюють так, щоб у період прискореного та уповільненого обертання барабана канат навивався (і звивався) на циліндричних секціях. Це досягається при 3-4 робочих витках на малому циліндрі.

На конусі знаходиться до 12 витків.

Діаметр малого циліндра барабана має відповідати вимогам ПБ, тобто. $D_{м.ц} \geq 79d_K$

Діаметр великого циліндра

$$D_{б.ц} = \phi_{б.ц} D_{м.ц} \quad (21)$$

де $\phi = \frac{D_{б.ц}}{D_{м.ц}}$, Зазвичай $\phi_{б.ц} = 1, 5 \dots 2$.

Довжина канатів $h_{м.ц}$, $h_{к.с}$ і $h_{б.ц}$, розташованих відповідно на малому циліндрі, конусі та великому циліндрі барабана, становить :

$$h_{м.ц} = \pi D_{м.ц} n_{м.ц} \quad (22)$$

$$p_{к.с} = \pi \frac{D_{м.ц} + D_{б.ц}}{2} n_{к.с} \quad (23)$$

$$h_{б.ц} = H - h_{м.ц} - h_{к.с} \quad (24)$$

Число витків каната на великому циліндрі

$$n_{б.ц} = \frac{h_{б.ц}}{\pi D_{б.ц}} \quad (25)$$

Біциліндроконічний барабан при навивці каната відомої довжини на кожен секцію барабана повинен повернутись на кут Φ , який визначається, як добуток числа витків на 2π .

Ширина (мм) відповідно малого циліндра, конуса і великого циліндра дорівнює:

$$B_{м.ц} = \left(n_{м.ц} + \frac{l_u}{\pi D_{м.ц}} + n_{в.т} \right) (d_k + d_3) \quad (26)$$

$$B_{кк} = n_{кк} k_k \quad (27)$$

$$B_{б.ц} = n_{б.ц} (d_k + b_3) \quad (28)$$

Де $l_i = 30$ м- Довжина каната для випробування (враховується , коли цей канат розташований на поверхні малого циліндра); $n_{в.т}$ - Число витків тертя; $b_{до}$ — горизонтальна проекція відстані між центрами витків на конусі; зазвичай $b_{до} = 70 \dots 80$ мм; b_3 - Зазор між витками каната; на малому циліндрі $b_3 = 3 \dots 5$ мм, на великому циліндрі $b_3 = 2 \dots 3$ мм....

Загальна ширина біциліндроконічного барабана, заповнена канатом,

$$B_{б.к} = 2(B_{м.ц} + B_{кк}) + B_{б.ц} \quad (29)$$

У практиці гірничорудної промисловості СРСР застосовують потужні установки з машинами БЦК на шахтах Кривбасу глибиною до 1300 м зі скіпами вантажопідйомністю 20 ... 25 т при потужності приводу системи Г-Д близько 5000 кВт.

4.8 Редуктори

Редуктор є вузол машини, пов'язаний з двигуном і органами навівки через зубчасті або пружинні муфти, що дозволяють працювати при деяких перекосах і зсувах валів.

Редуктори випускаються одноступінчасті (ЦО) та двоступінчасті (ЦД) з циліндричними косозубими та шевронними зубчастими передачами (з косими зубами виконується зазвичай перший ступінь двоступінчастого редуктора). Зубчасті передачі редукторів останніх моделей мають зацеплення Новікова (Н - в позначенні редуктора), що дозволяє передавати більший момент, що крутить, в порівнянні з іншими зацепленнями. Одноступінчасті редуктори можуть мати два приводні вали, що дає можливість працювати з одним або двома двигунами.

Для багатоканатних підйомних машин у зв'язку з розташуванням їх на копрі необхідно зменшити динамічні навантаження, що виникають у підйомній системі під час пуску, зупинки та реверсування двигуна, а також при аварійному гальмуванні. Тому для багатоканатних машин випускають редуктори на пружинних опорах, що з'єднують головний вал машини жорстким фланцем. У цих установках застосовують редуктори двоступінчасті та двопривідні типу 2ЦД.

Опори валів редукторів виконані на підшипниках кочення. Змащення зубчастих коліс здійснюється при їх обертанні зануренням у масляну ванну редуктора, а підшипників розбризкуванням та масляним туманом.

Редуктор вибирають по моменту, що крутить, (Н·м) на його тихохідному веденому валу:

$$M = \left[\frac{8300 N_{дв} \eta_n}{n_{дв}} \lambda_n - 0,25 \frac{GD^2}{9,8R} i \right] i \quad (30)$$

де $N_{дв}$, $n_{дв}$, GD^2 і λ_n - відповідно потужність, частота обігу, маховий момент ротора (якоря) та перевантажувальна здатність двигуна; R - радіус барабана; i , n_n - відповідно передавальне число та к.п.д. редуктора.

Дані про редуктори наведено в додатку 16.

4.9 Розташування шахтних підйомних установок щодо ствола шахти

Одноканатні та барабанні двоканатні підйомні машини розташовуються в будівлі на рівні землі, а багатоканатні — у машинному залі на копрі. Щоб будівля машини не заважала розвантажувальним операціям на поверхні, вона повинна знаходитись осторонь, протилежної напрямку руху навантажених вагонеток у разі застосування клітей, а при скіпах та перекидних клітях — напрямку їх розвантаження.

В одноканатних установках направляючі шківів на копрі залежно від способу розміщення підйомних судин у стовбурі, місця розташування будівлі машини та типу органу навівки канатів можуть бути встановлені або на одній горизонтальній геометричній осі, або в одній вертикальній площині (рис. 39).

Стаємо на елементах схеми розташування одноканатних установок щодо ствола шахти.

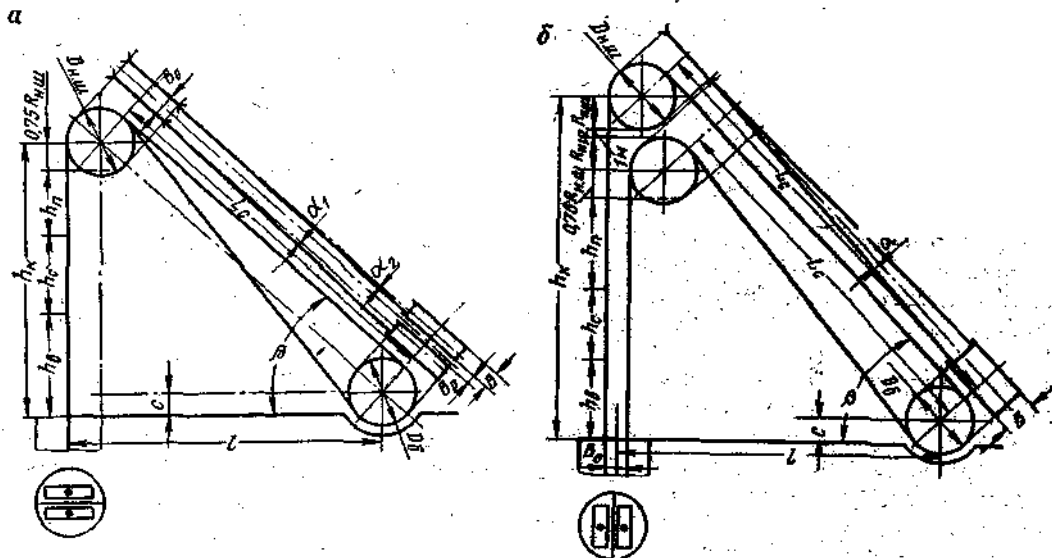


Рис. 39 - Схема розташування одноканатних підйомних установок щодо ствола шахти

1. Висота копра $h_{до}$, під якою розуміється відстань по вертикалі від позначки гирла стовбура шахти до осі верхнього напрямного шківів, складається з:

висоти $h_{від}$ гирла шахти до верхнього приймального майданчика; для клітинного підйом $h_{в} = 6 \dots 12$ м, для скіпового $h_{в} = 11 \dots 25$ м більше;

висоти $h_{від}$ рівня верхнього приймального майданчика до верхнього затиску каната або верхнього елемента підвісного пристрою, коли підйомна посудина знаходиться в положенні розвантаження; для неопрокидних клітей зазначена відстань h_C приймається від основи кліті; для скіпів та перекидних клітей - від верхньої кромки бункера;

висоти перепідйому $h_{п}$, на яку може вільно піднятися підйомна судина від нормального положення при розвантаженні на верхньому приймальному майданчику до дотику верхнього затискача каната або верхнього елемента підвісного пристрою з ободом направляючого шківів або окремих частин посудини з елементом копра, при перекидних клітях, крім зазначених повинна бути врахована висота перепідйому при спуску та підйомі людей - відстань, на яку може підніматися кліть від положення при посадці людей на рівні землі до початку повороту платформи кліті. По ПТЕ значення $h_{п}$ для новопроектованих установок має бути: при кліткових - не менше 6 м, для вантажних установок зі скіпами та перекидними клітками - не менше 3 м;

додаткової відстані, що дорівнює $0,75 R_{н.ш}$ направляючого шківів, яке приймається в припущенні, що дотик верхнього затиску каната або верхнього елемента підвісного пристрою зі шківом відбудеться на відстані $0,75 R_{н.ш}$ від центру останнього.

Висота копра (м) при розташуванні напрямних шківів на одній геометричній горизонтальній осі (рис. 39, а)

$$h_K = h_B + h_C + h_{п} + 0,75 R_{н.ш} \quad (31)$$

При розташуванні напрямних шківів в одній вертикальній площині (рис. 39 б) для визначення h_K в праву частину виразу (31) додається $D_{н.ш.}$ і відстань по вертикалі між ободами напрямних шківів (орієнтовно 1 м).

2. Відстань між віссю ствола та віссю валу барабана

$$l = (h_K - c) \operatorname{ctg} \beta + R_{н.ш} \quad (32)$$

де $c = 1 \dots 2$ - відстань від рівня землі до осі валу барабана, м; β - кут між струною каната та її проекцією на горизонтальну площину (див. нижче).

3. Максимальна довжина L_3 струни, тобто. відрізка каната від направляючого шківів до барабана згідно з ПТЕ не повинна перевищувати, 65 м щоб уникнути вібрації каната, яка може спричинити вискакування каната з реборд направляючих шківів; допускається збільшення L_3 до 75 якщо $\beta > 45^\circ$.

При розташуванні напрямних шківів на одній геометричній осі горизонтальній (див. рис. 39, а)

$$L_C = \sqrt{(h_K - c)^2 + (l - R_{н.ш.})^2} \quad (33)$$

Аналогічно визначається L_c при розташуванні напрямних шківів в одній вертикальній площині.

4. Кут β між струною каната та її проекцією на горизонтальну площину, згідно з ПТЕ повинен бути не менше 30° (з міркувань, зазначених у п.3). Найменше значення кута β лімітується і розмірами фундаментної рами машини: зменшення цього кута може викликати подовження рами, оскільки інакше за неї зачіпатиме канат. Виходячи з цього $\beta \geq 30^\circ$. Вища межа кута β пов'язана з копром: при надмірному збільшенні β збільшується рівнодіюча натягування канатів і виникає утруднення у пристрої фундаменту укосини копра, яка може вклинитися в фундамент машини, що неприпустимо.

З огляду на це $\beta \leq 50^\circ$.

5. Кути відхилення (девіації) струни каната. Слід розрізняти кути відхилення струни каната на напрямному шківі та барабані.

Кутом відхилення на напрямному шківі називається кут, утворений струною та її проекцією на площину обертання шківів. Кут відхилення на барабані утворюється струною та її проекцією на вертикальну площину, що проходить перпендикулярно до осі барабана через точку зіткнення з ним струни. Ці кути будуть максимальними за крайніх положень струн. Якщо площина обертання шківів перпендикулярна до осі барабана, кути відхилення на напрямному шківі і барабані мають однакові значення.

Щоб уникнути вискакування каната з реборд напрямного шківів, надмірного його зносу, а також набігання витків каната один на одного, кути відхилення на направляючих шківів і барабанах згідно ПТЕ не повинні перевищувати $1^\circ 30'$. На біциліндроконічних барабанах допускається збільшення цього кута до 20° боку малого циліндра барабана при виконанні з жолобчастою поверхнею.

Кути відхилення α на напрямному шківі визначаються за їх тангенсами, що є відношеннями відстаней по осі барабана від крайніх положень струни до площини обертання шківів, до проекцій струни на вказану площину. Через незначну величину кута цю проекцію приймають рівною довжиною струни.

Кут відхилення струни на напрямному шківі при закріпленні каната у реборди одинарного барабана нерозрізного (рис. 40, а) дорівнює

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B - 2n_{BT}(d_k + d_3)}{2L_c} \quad (34)$$

Кут відхилення цього каната при переході струни в крайнє положення в протилежний бік буде меншим і тому не перевіряється.

При двобарабанних машинах розрізняють зовнішній α_1 та внутрішній α_2 кути відхилення канатів на напрямному шківі (рис. 40, б).

При закріпленні канатів у зовнішніх реборд барабанів ці кути в залежності від будівельної ширини барабана і ширини d_o , зайнятої канатом, складають:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{2B + B_p - B_o - 2n_{BT}(d_k + b_3)}{2L_c}, \quad (35)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{B_o - B_p - 2(B - B_k)}{2L_c}, \quad (36)$$

де B_p — відстань між внутрішніми ребордами барабанів, яке для машин з діаметром барабана 3,5 м становить 220 мм; для машин із діаметрами барабанів 4; 5; 6 м — 60 мм; B_o — відстань між напрямними шківів; $n_{BT}(d_k + b_3)$ — ширина барабана, зайнята витками тертя.

При одинарному розрізному барабані та розташуванні напрямних шківів на одній геометричній горизонтальній осі (рис. 40, в)

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{B - B_o - 2n_{BT}(d_k + b_3)}{2L_c}, \quad (37)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{2B_k - (B - B_o)}{2L_c}, \quad (38)$$

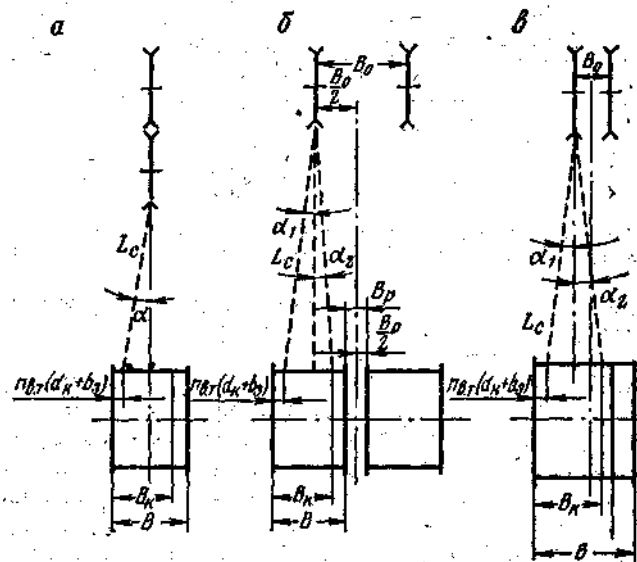


Рис. 40 - Кути відхилення каната на барабанах підйомних машин

В установках з одноканатним ведучим шківом тертя для усунення кутів відхилення каната шків тертя та напрямні шківів розташовують в одній вертикальній площині.

При розміщенні в одному стовбурі підйомних судин двох підйомних установок останні щодо стовбура можуть розташовуватися одна за одною (рис. 41, а), проти один одного (рис. 41, б) під кутом 90° (рис. 41 в) і віялоподібно (рис. 41, г).

У багатоканатних підйомних установках висота копра h_k складається з наступних елементів (рис. 42); $h_b = 25 \dots 30$ м - висоти від рівня землі до кромки бункера при скіпах і рівня верхнього приймального майданчика при клітях; h_c - висоти судини в положенні розвантаження: для скіпів - від кромки бункера до оглядового майданчика на скіпі; для клітей - від верхнього приймального майданчика до даху кліті; h_n - Висоти вільного перепідйому згідно ПТЕ - не менше 3 м;

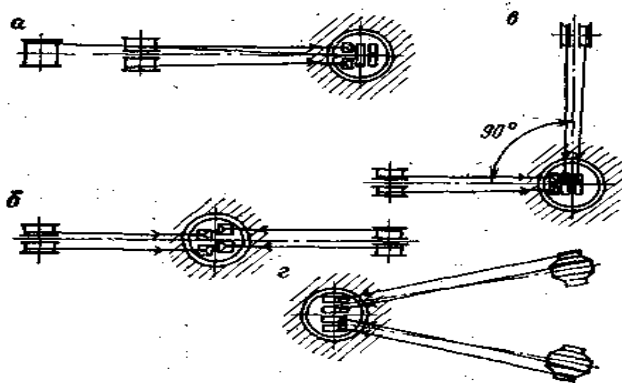


Рис. 41 - Схеми розташування двох одноканатних підйомних установок, які обслуговують один ствол

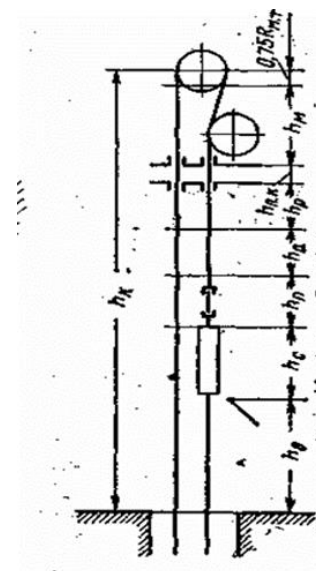


Рис. 42 - Схема до визначення висоти копра багатоканатної підйом установки

$h_A = 6 \dots 10$ м - довжини робочого та резервного ходу амортизаторів - пристроїв для зупинки судин після відключення підйомної машини при перепідйомі, величина робочого ходу амортизаторів залежить від типу та вантажопідйомності судини; h_p - висоти, необхідної для розміщення кріплень амортизаційних канатів і амортизаційних пристроїв після їх зупинки при перепідйом, що дорівнює 10м; $h_{п.к.} = 1 \dots 2$ м - висоти протиметанного каналу; $h_m = 5 \dots 10$ м - висоти машинного залу для розміщення електроустаткування, елементів гальмівної системи та системи змащення; $0,75 R_{м.т.}$ -

Розділ 4.10 КІНЕМАТИКА ТА ДИНАМІКА ПІДЙОМНИХ СИСТЕМ З ОРГАНАМИ НАВИВКИ ПОСТІЙНОГО РАДІУСУ

4.10.1 Тривалість підйомної операції

Вихідними даними для розрахунку кінематики підйомних систем є шлях підйому H і тривалість руху підйомних судин T_p , при якій підйомна установка повинна забезпечити задану продуктивність.

Розрахункова тривалість підйомної операції $T_{p,л}$ складається з часу T_p руху підйомних судин при проходженні ними шляху H і часу t_n - паузи між черговими циклами руху, що витрачається на завантаження та розвантаження судин, подання сигналів про можливість почати рух і т.д.

Годинна продуктивність підйомної установки

$$A_q = \frac{CaA_g}{n_0n_q} \quad (39)$$

де C - Коефіцієнт резерву продуктивності підйомної установки, що враховує нерівномірність роботи її, по ПТЕ $C = 1,5$; a - коефіцієнт, що враховує видачу породи, якщо вона транспортується установкою, призначеною для корисних копалин, при $a > 1,1$ виникає необхідність додаткової установки для транспортування тільки породи; A_g - річна продуктивність підйомної установки з транспортування корисних копалин, т; n_d - розрахункова кількість робочих днів у році, що дорівнює 300; $n_{год}$ — розрахункова кількість годин роботи установки на добу з транспортування корисних копалин та породи; підйом розраховують на тризмінну роботу, причому $n_{год} = 18$ год.

Число підйомних операцій на годину

$$n_{n.ч.} = \frac{1000A_q}{Q_n} \quad (40)$$

Розрахункова тривалість підйомної операції (с)

$$T_{p.л.} = \frac{3600}{n_{n.ч.}} \quad (41)$$

Тривалість руху підйомних судин

$$T_p = T_{p.л.} - t_i \quad (42)$$

Тривалість паузи t_i при одночасному завантаженні та розвантаженні обох підйомних судин приймають для скіпів залежно від їх обсягу;

Об'єм, м ³	9,5	11	15	20	25	35	55
Пауза, з	10	11	15	20	25	35	45

Для підйомів клітки паузу з урахуванням часу на подачу і виконання сигналу приймають залежно від довжини платформи вагонетки: для одноповерхових клітей 19 ... 23 с та для двоповерхових 43 ... 51 с. При біціліндроконічних барабанах для двоповерхових клітей пауза збільшується на 20 с.

Час t_n на посадку і вихід людей з кліти визначають з умови, що на 1 м² площі підлоги кліти розміщується п'ять осіб і приймається рівною в секундах кількості людей плюс 10 с при одноповерхових клітках і плюс 25 при двоповерхових.

Час $t_{та}$ при виконанні допоміжних операцій, хв: на завантаження та вивантаження довгого лісу, що спускається безпосередньо в кліті, - 30; на завантаження та розвантаження рейок - 40; на завантаження та розвантаження кліти при спуску платформи (вагонетки) з лісом - 1; на завантаження та розвантаження кліти при спуску вибухових речовин - 2.

При бадьєвій зупинці час t_i визначають за операціями на верхньому приймальному майданчику, так як операції в вибої стовбура, відчеплення і причіпки бадді займають менше часу; $t_i = 50 \dots 60$ с.

Середня швидкість підйому (м/с)

$$v_{cp} = \frac{H}{T_p} \quad (43)$$

Орієнтовно максимальна швидкість підйому

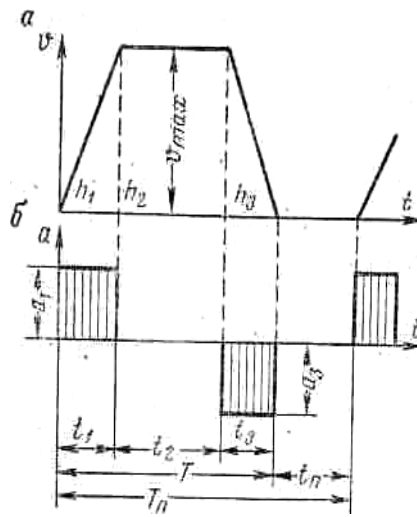


Рис. 43 - Триперіодні діаграми швидкості (а) та прискорення (б)

$$V_m = \alpha_{cp} V_{cp} \quad (44)$$

де α_{cp} – множник швидкості – відношення максимальної швидкості до середньої; при застосовуванні на даний час діаграмах швидкості руху підйомних судин $\alpha_{cp} = 1,15 \dots 1,35$.

При підйомі-спуску людей по вертикальним виробленням максимальна швидкість руху клітей ПБ не повинна перевищувати 12 м/с, при транспортуванні вантажів - визначається проектом.

4.10.2 Кінематика підйомних систем

Графічне зображення зміни швидкості підйомних судин, залежно від часу, називається діаграмою швидкості підйому.

Заданими визначення елементів діаграми швидкості є: розрахункова тривалість руху підйомних судин T_p (с); шлях (висота) підйому H — відстань від нижньої до верхнього приймального майданчика, причому при скіповому підйомі нижньої приймальної площадки відповідає рівень завантаження скіпу в зумпфі, м; прискорення a_1 згідно ПТЕ, при спуску і підйомі людей приймається не більше 1 м/с^2 ; для вантажних підйомів величина прискорення визначається проектом; уповільнення a_3 має перевищувати $0,75 \text{ м/с}^2$.

Триперіодні діаграми швидкості та прискорення (рис. 43) застосовують при клітинному підйомі.

1. Максимальна швидкість підйому. Шлях підйомних судин під час однієї підйомної операції складається із шляхів h_1 , h_2 і h_3 , пройдених судинами відповідно під час прискореного t_1 рівномірного t_2 і уповільненого t_3 руху, тобто.

$$H = h_1 + h_2 + h_3 \quad (45)$$

Виразивши шлях через максимальну розрахункову швидкість $v_{p.m.}$ і тривалості руху t_1 , t_2 і t_3 маємо:

$$H = \frac{v_{p.m.} t_1}{2} + v_{p.m.} t_2 + \frac{v_{p.m.} t_3}{2} = v_{p.m.} \frac{t_1 + 2t_2 + t_3}{2}.$$

Так як тривалість руху підйомних судин за час однієї підйомної операції $T_p = t_1 + t_2 + t_3$ то

$$H = \frac{2T_p - \frac{v_{pm}}{a_1} - \frac{v_{pm}}{a_3}}{2} v_{pm}$$

Отже ,

$$v_{pm}^2 \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} \right) - 2T_p v_{pm} + 2H = 0 \quad (46)$$

Позначимо

$$\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} = \frac{1}{a_m} \quad (47)$$

звідки модуль прискорень (м/с²)

$$a_m = \frac{a_1 a_3}{a_1 + a_3} \quad (48)$$

Далі на підставі (46) - (48)

$$v_{pm}^2 - 2a_m T_p v_{pm} + 2a_m H = 0$$

та остаточно (м/с)

$$v_{pm} = a_m T_p \sqrt{(a_m T_p)^2 - 2a_m H} \quad (49)$$

За даними про підйомні машини визначають фактичну максимальну швидкість підйомних судин, причому для забезпечення заданої продуктивності необхідно, щоб $v_{\max} \geq v_{pm}$.

2. Тривалість (с) та шлях (м) прискореного руху

$$t_1 = \frac{v_{\max}}{a_1} \quad (50)$$

$$h_1 = \frac{v_{1\max}^2}{2} \quad (51)$$

3. Те ж, сповільненого руху

$$t_3 = \frac{v_{\max}}{a_3} \quad (52)$$

$$h_3 = \frac{v_{3\max}^2}{2} \quad (53)$$

4. Шлях h_2 та тривалість рівномірного руху

$$h_2 = H h_1 - h_3 \quad (54)$$

$$t_2 = \frac{h_2}{v_{\max}} \quad (55)$$

5. Тривалість руху підйомних судин (с)

$$T = t_1 + t_2 + t_3 \quad (56)$$

З іншого боку, якщо у формулу (56) підставити t_1 і t_3 з (40) і (42), а замість t_2 - його значення (55), то

$$T = \frac{H}{v_{\max} \frac{v_{\max}}{2a_1 a_3}} \quad (57)$$

При правильному розрахунку величина T за формулами (56) та (57) однакова.

Формула (57), так само як і наведені нижче формули (73) і (80), використовують не тільки для перевірки правильності розрахунку діаграм швидкості, але і для визначення в установках, що експлуатуються, величини T , що необхідно при перебування можливої пропускної здатності підйомної установки.

Так як $v_{\max} \geq v_{pm}$, то $T \leq T_p$ і тому фактичний коефіцієнт резерву продуктивності підйомної установки буде рівною або більше розрахункового.

$$c_{\phi} = C \frac{T_p + t_n}{T + t_n} \quad (58)$$

П'ятиперіодні діаграми швидкості та прискорення (Рис. 44) застосовують при підйомі в неперекидних скіпах.

Наявність першого та п'ятого періодів у діаграмі швидкості пояснюється тим, що для зменшення динамічного навантаження на розвантажувальні криві, розвантажувальний ролик і затвор скіпа при русі скіпа при ході ролика по розвантажувальним кривим має бути зі зниженим прискоренням a' та уповільненням a'' .

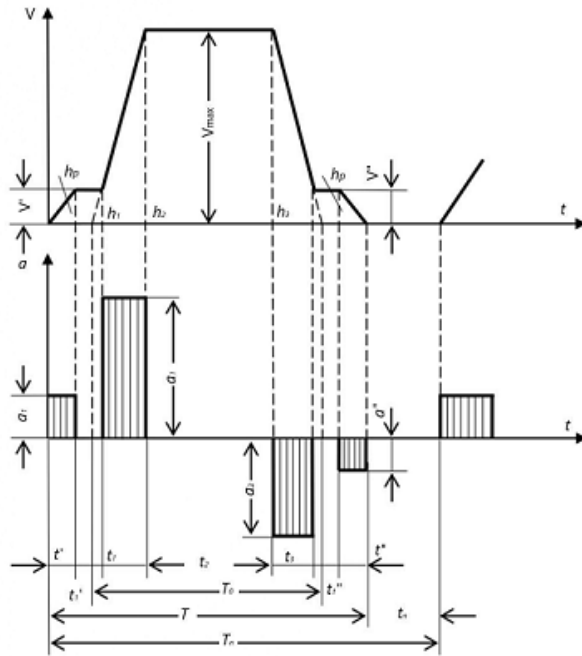


Рис. 44 - П'ятиперіодні діаграми швидкості (а) та прискорення (б)

Швидкість порожнього скіпа при виході його ролика з розвантажувальних кривих і швидкість завантаженого скіпа при вході ролика в розвантажувальні криві v' і v'' приймають рівними $v' = 1 \dots 1,5$ м/с і $v'' = 0,5 \dots 1,2$ м/с з таким розрахунком, щоб прискорення a' і уповільнення a'' в розвантажувальних кривих не перевищувало $0,3 \dots 0,5$ м/с².

Розрахунок елементів п'ятиперіодної діаграми швидкості роблять так само, як і триперіодної діаграми, але з урахуванням додаткових періодів руху підйомних судин. Справді, можна мати трапецеїдальну діаграму з основою T_0 . Площі трикутників abc та $a'b'c'$ представляють шлях h_p рами скіпа (шлях розвантаження) за час руху ролика відповідно порожнього і завантаженого скіпа в розвантажувальних кривих.

1. Максимальна швидкість підйому (м/с)

$$v_{p.m} = a_m T_0 - \sqrt{(a_m T_0)^2 - 2a_m H_0} \quad (59)$$

де a_m визначається за формулою (48);

$$T_0 = T_p - \frac{2h_p}{v'} - \frac{2h_p}{v''} + \frac{v'}{a_1} + \frac{v''}{a_3} \quad (60)$$

$$H_0 = H - 2h_p + \frac{v'^2}{2a_1} + \frac{v''^2}{2a_3} \quad (61)$$

Відповідно до даних підйомних машин визначають фактичну максимальну швидкість $\max$, причому, $\max \geq v_{p.m}$.

2. Прискорення a' (м/с²) та тривалість t' (с) руху порожнього скіпу при ході ролика його за розвантажувальними кривими

$$a' = \frac{v'^2}{2h_p} \quad (62)$$

$$t' = \frac{v'}{a'} \quad (63)$$

3. Уповільнення a'' (м/с²) та тривалість t'' (с) руху завантаженого скіпа при ході ролика його за розвантажувальними кривими

$$a'' = \frac{v''^2}{2h_p} \quad (64)$$

$$t'' = \frac{v''}{a''} \quad (65)$$

4. Тривалість t_1 (с) у шлях h_1 ; (м) рух скіпу з прискоренням a_1

$$t_1 = \frac{v_{max}}{a_1} \quad (66)$$

$$h_1 = \frac{v_{max}}{2_1} \quad (67)$$

5. Те саме, t_3 і h_3 - з уповільненням аз.

$$t_3 = \frac{v'_{max}}{a_3} \quad (68)$$

$$h_3 = \frac{v_{max}}{2_3} \quad (69)$$

6. Шлях h_m (м) та тривалість t_2 , (с) рівномірного руху

$$h_2 = H - 2h_p - h_1 - h_3 \quad (70)$$

$$t_2 = \frac{h_2}{v_{max}} \quad (71)$$

7 Тривалість руху підйомних судин (с)

$$T = t' + t_1 + t_2 + t_3 + t'' \quad (72)$$

З іншого боку, аналогічно до формули (57).

$$T = \frac{H_0}{v_{max} \frac{1}{2} \frac{1}{a_1} \frac{1}{a_3} \frac{1}{a'_1} \frac{1}{a''_1} \frac{1}{a_3}} \quad (73)$$

Семиперіодну діаграму швидкості та прискорення (рис. 45) застосовують при перекидних підйомних судинах. Рівномірний рух підйомної судини під час ходу його ролика по розвантажувальним кривим і сходу його з цих кривих необхідний для того, щоб уникнути динамічних навантажень на розвантажувальні криві та ролик, це особливо важливо при перекидних судинах, коли по розвантажувальних кривих рухається значна маса корисного вантажу та кузова судини. Значення прискорень і швидкостей у своїй ті ж, що й для п'ятиперіодної діаграми швидкості з тією різницею, що швидкість порожньої судини при виході його ролика з кривих розвантажувальних може бути $v' = 2,5$ м/с.

Таку ж діаграму швидкості застосовують і при прохідницьких підйомних установках, при цьому h_p - шлях навантаженої і порожньої бадей при їх русі не провідниками (від вибою до запобіжного полку).

1. Максимальну швидкість підйому, модуль прискорень і шлях H_0 визначають відповідно за формулами (59), (58) та (60), причому

$$T_0 = T_p - t' - t'_1 - t''_1 - t'' + \frac{v'}{a_1} + \frac{v''}{a_3} \quad (74)$$

$$t' = \frac{v'}{a'} \quad (75)$$

$$t'_1 = \frac{h_p - \frac{v't'}{2}}{v'} \quad (76)$$

$$t'' = \frac{v''}{a''} \quad (77)$$

$$t''_1 = \frac{h_p - \frac{v''t''}{2}}{v''} \quad (78)$$

Відповідно до даних підйомних машин визначають фактичну максимальну швидкість v_{max} , причому $v_{max} \geq v_{pm}$.

2. Величини t_1 та h_1 ; t_2 і h_2 ; t_3 та h_3 знаходять за відповідними формулами п'ятиперіодної діаграми швидкості.

3. Тривалість руху підйомних судин (с)

$$T = t'' + t'_1 + t_1 + t_2 + t_3 + t''_1 + t'' \quad (79)$$

З іншого боку, аналогічно формулі (57)

$$T = \frac{H_0}{v_{max} \frac{1}{2} \frac{1}{a_1} \frac{1}{a_3} \frac{1}{a'_1} \frac{1}{a''_1} \frac{1}{a_3} \frac{1}{v'} \frac{1}{v''}} \quad (80)$$

причому H_0 попередньо знаходиться за формулою (60).

Для зменшення часу прискореного руху, а отже, і загальної тривалості підйомної операції при неперекидних скіпах можна застосовувати чотириперіодні діаграми швидкості та прискорення (рис. 46 а), а при перекидних судинах шестиперіодні діаграми (рис. 46 б). Шестиперіодну діаграму застосовують для неперекидних скіпів при керуванні установкою з періодом дотяжки t_1'' , якщо $v'' = v_{доп} \leq 0,5$ м/с.

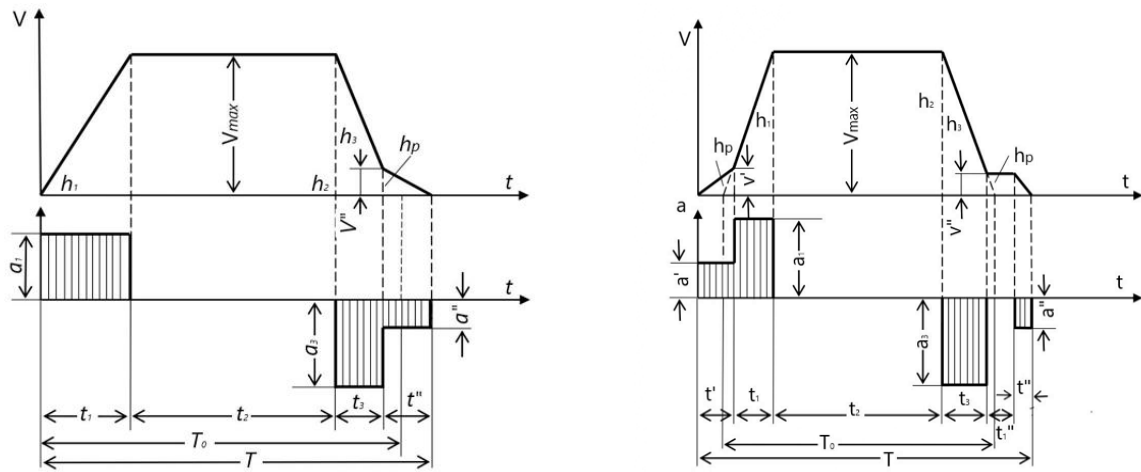


Рис. 46 – Чотириперіодна (а) та шестиперіодна (б) діаграми швидкості та прискорення

4.10.3 Динаміка підйомних систем

Обертний момент $M_{вр}$ (Н·м), створюваний підйомним двигуном щодо осі обертання органів навивки каната, витрачається на подолання статичного $M_{ст}$ і динамічного $M_{дин}$ моментів підйомної системи відносно тієї ж осі:

$$M_{вр} = M_{ст} + M_{дин} \quad (81)$$

При підйомній системі з органами навивки постійного радіусу

$$FR = F_{CT}R + m_{II}aR$$

або

$$F = F_{CT} + m_{II}a \quad (82)$$

де F , F_{CT} і $m_{II}a$ - відповідно зусилля двигуна, статичне та динамічне зусилля підйомної системи, прикладені до кола навивки каната, Н; R - радіус навивки каната, м; m_{II} - маса всіх частин підйомної системи, що рухаються, приведена до кола навивки каната, кг; a - лінійне прискорення каната, м/с².

Статичне зусилля підйомної системи являє собою різницю статичних натягів каната піднімається під F і опускається $F_{оп}$ гілок. Розглядаючи загальний випадок, коли підйомні судини пройшли від приймальних майданчиків шлях h_x (рис.47), і вважаючи, що відрізок каната від верхнього приймального майданчика до осі копрових шківів врівноважується струною каната, знайдемо

$$F_{CT} = F_{Пол} - F_{Оп} = \{Q_{II} + Q_c + p(H - h_x) + qh_x - [Q_c + ph_x + q(H - h_x)]\}g;$$

$$F_{CT} = [Q_{II} - (H - 2h_x)(q - p)]g \quad (83)$$

Основне динамічне рівняння акад. М. М. Федорова для підйомної системи органами навивки постійного радіусу виходить із виразів (83) та (82):

$$F = [kQ_{II} - (H - 2h_x)(q - p)]g + m_{II}a. \quad (84)$$

Коефіцієнт k враховує опір повітря під час руху підйомних судин, тертя у провідниках, у підшипниках напрямних шківів і барабанів, жорсткість каната. Ці опори приймають рівними 20 % Q_{II} для кліткових установок, 15 % Q_{II} для скіпових установок при вантажопідйомності скіпів до 20т, 10 % Q_{II} для багатоканатних установок при вантажопідйомності скіпів 20 ... 50 т і роликів напрямних, тобто. відповідно $k = 1,2$; $k = 1,15$ та $k = 1,1$.

До складу системи підйомної установки, що рухається, входять і поступово рухомі частини, що мають лінійне прискорення підйому, і частини, що беруть участь у обертальному русі і мають лінійні прискорення, що відрізняються від лінійного прискорення підйому. Тому під масою та розуміється не справжня маса системи, а розрахункова, так звана наведена маса до кола навивки каната, де має місце лінійне прискорення підйому, що надає таку ж інерційну дію, як і фактично існуючі, що рухаються зі своїм прискоренням маси підйомної системи. Поступово рухомі маси отримують прискорення, що дорівнює лінійному прискоренню кола навивки, і наведена маса їх, отже, тотожна істинній, тому приведенню підлягають тільки маси частин, що обертаються. До рухомих частин, маси яких є наведеними, відносяться корисний вантаж і власна маса судин,

підйомний і врівноважуючий канати. До частин підйомної системи, що обертаються, маси яких підлягають приведенню, відносяться напрямні шківів, органи навивки, ротор і зубчаста передача редуктора.

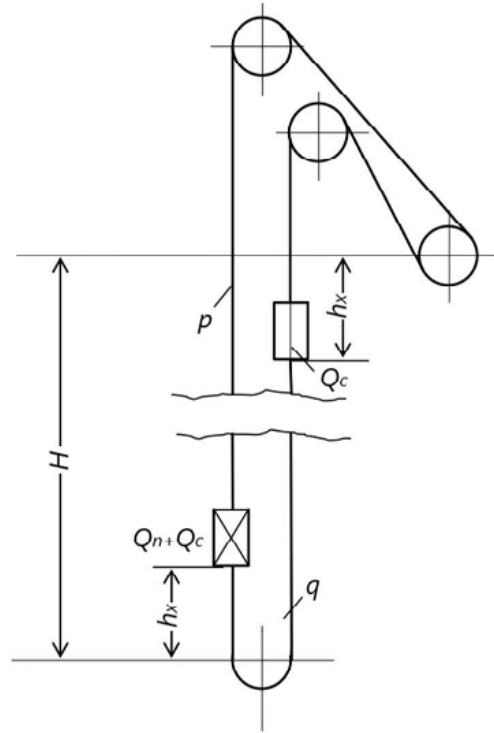


Рис. 47 - Схема висновку динамічного рівняння підйомних систем з органами навивки постійного радіусу

Маса (кг) всіх частин підйомної системи, що рухаються, приведена до кола навивки каната,

$$m_{\Pi} = Q_{\Pi} + 2Q_C + 2L_{\Pi.K} p + L_{y.K} q + 2m'_{H,ш} + m'_B + m'_{3,П} + m'_P. \quad (85)$$

Довжина (м) підйомного каната одноканатної установки

$$L_{\Pi.K} = H' + h_K + \frac{\pi D_{H,ш}}{2} + L_C + n_{B,T} \pi D_B + l_{II}. \quad (86)$$

де H - відстань від нижнього приймального майданчика до рівня земної поверхні.

При встановленні з провідним шківом тертя замість двох підйомних канатів є один довжиною

$$L_{\Pi.K} = H + 2h_{B,K} + 2 \frac{\pi D_{H,ш}}{2} + 2L_C + \frac{\pi D_{ш,T}}{2}, \quad (87)$$

де $h_{B,K}$ - відстань від верхньої приймальної майданчики до осі напрямного шківів.

Довжина (м) врівноважувального каната

$$L_{y.K} = H + 30, \quad (88)$$

де 30 - орієнтовна довжина каната на утворення петлі в зумпфе стовбура і закріплення каната до підйомних судин, м.м.

При визначенні наведених мас користуються заводськими даними. У характеристиках частин установки, що обертаються (напрямні шківів, органи навивки, зубчаста передача) вказуються їх махові моменти GD^2 , У цьому випадку наведені маси (кг) кожного із зазначених елементів визначають за формулою

$$m' = \frac{GD^2}{gD_o^2}, \quad (89)$$

Для визначення наведеної маси ротора асинхронного двигуна (якоря двигуна постійного струму) знаходять:

1) орієнтовну потужність (кВт) підйомного двигуна для установок із двома судинами

$$N_{OP} = \frac{kQ_{\Pi}Hg}{1000T\eta_n} \rho, \quad (90)$$

те саме для системи з противагою

$$N_{OP} = \frac{(k-0.5)Q_{II}Hg}{1000T\eta_n} \rho, \quad (91)$$

де ρ — коефіцієнт динамічного режиму установки, що враховує динамічне навантаження.

Значення ρ можна приймати: при встановленні з неперекидними клітинами 1,5...1,6, з перекидними 2,2...2,6; при встановленні з неопрокидним та скіпами 1,3...1,4, з перекидними 3,4...1,8; для скіпових багатоканатних установок 1,2... 1,3;

2) частоту обертання двигуна n (об/хв); до моменту виконання даного розрахунку вона повинна бути відома з розрахунків елементів кінематики, оскільки

$$n = \frac{60v_{max}}{\pi D_6}, \quad (92)$$

3) за відомими V_{op} і n за каталогами асинхронних двигунів або двигунів постійного струму вибирають двигун з відповідними потужністю і частотою обертання і там же знаходять маховий момент ротора (якоря);

4) маса ротора (якоря), приведена до кола навивки (кг),

$$m_p' = \frac{(GD^2)p^2}{gD_6^2}, \quad (93)$$

З рівняння (94) будують діаграми зміни рушійних зусиль залежно від часу — навантажувальні діаграми на двигун, навіщо необхідно визначити зусилля у характерних точках діаграми швидкості.

Підйомна система без врівноважувального каната ($q = 0$). Відповідно до виразу (94) основне динамічне рівняння цієї системи:

$$F = [kQ_{II} + (H - 2h_x)p]g \pm m_{np}.a, H \quad (94)$$

Рухаючі зусилля (H) у характерних точках триперіодної трапецеїдальної діаграми швидкості: на початку підйомної операції

$$F_1 = [kQ_{II} + Hp]g + m_{np}.a;$$

наприкінці прискореного руху

$$F_2 = [kQ_{II} + (H - 2h_1)p]g + m_{II}a_1$$

на початку рівномірного руху

$$F_3 = [kQ_{II} + (H - 2h_1 + h_2)p]g;$$

наприкінці рівномірного руху

$$F_4 = \{kQ_{II} + [H - 2(h_1 + h_2)]p\}g$$

на початку уповільненого руху

$$F_5 = \{kQ_{II} + [H - 2(h_1 + h_2)]p\}g - m_{np}.a_3;$$

наприкінці підйомної операції

$$F_6 = [kQ_{II} - Hp]g - m_{np}.a_3$$

Діаграма рушійних зусиль підйомної системи без врівноважує каната показана на рис. 48 , а, Ш. Тут же зображено відповідно до формули (83) і з урахуванням коефіцієнта k зміна статичного зусилля $F_{ст}$ - низхідна пряма, згідно з якою зазначене зусилля зменшується від початку до кінця руху підйомних судин. У зв'язку з мінливістю $F_{ст}$, система без врівноважує каната є статично невірноваженою.

Зусилля в період рівномірно прискореного і рівномірно уповільненого руху змінюються при підйомній системі без врівноважує каната по параболі, так як друге доданок зусилля [див. формулу (83)] залежить від величини ($h_x = \frac{at^2}{2}$), проте зображення зміни рушійних зусиль в ці періоди прямою лінією є практично досить точним.

Асинхронний двигун у період сповільненого руху бажано відключати і працювати гальмом, для чого в зазначений період рушійні зусилля повинні бути негативні. Це буде виконано за умови, що

$$a_3 > \frac{F_{ст}}{m_I}, \quad (95)$$

при цьому a_3 не повинно вийти за межі, зазначені у § 4.10.2

Як видно із рис. 48 а , III, зусилля, що розвиваються підйомним двигуном в різні моменти часу руху, підйомних судин, будуть різні. При підйомній системі без врівноважувального каната на початку підйому має місце максимальне рушійне зусилля, яке потім зменшується, стаючи за відомих умов негативним. Це вимагає двигуна великої потужності для створення великих рушійних зусиль на початку підйомної операції і великих гальмівних зусиль наприкінці її. Останнє не вигідно щодо точки зору точності керування машиною, тому що при відомих глибинах шахт необхідно використовувати

не тільки в перший період уповільненого, але й у період рівномірного руху. Підйомна система з рівноважним врівноважуючим канатом ($q = p$). Відповідно до виразу (84) основне динамічне рівняння такої системи

$$F = kQ_n g + m_n a \quad (96)$$

Тут зміна довжини виска підйомного каната не пов'язана з величиною рушійного зусилля, так як вплив підйомного каната усувається врівноважним врівноважуючим канатом.

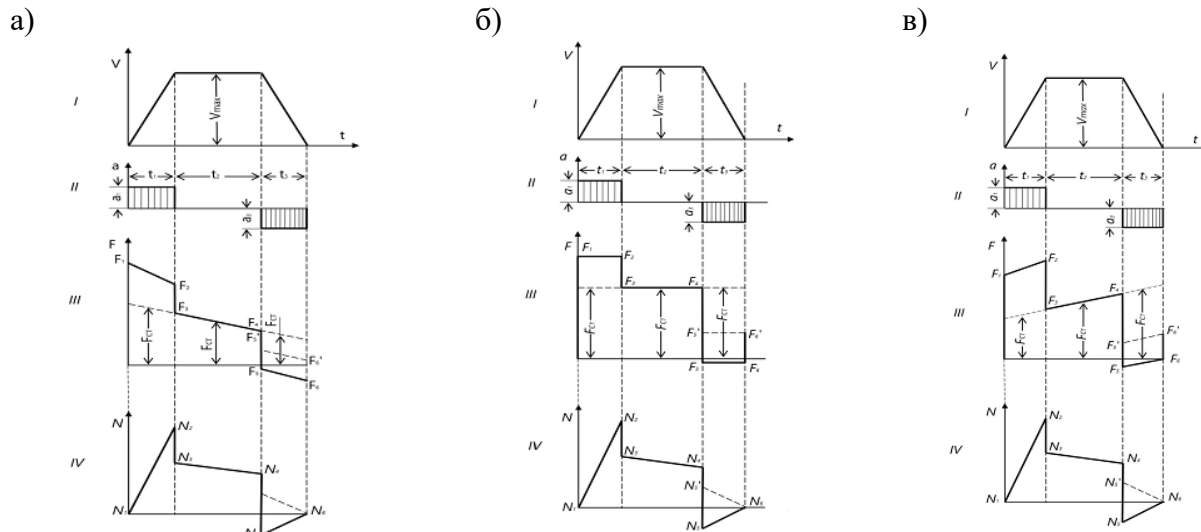


Рис. 48 - Діаграми підйомних систем з органами навивки постійного радіусу:

I – швидкість; II – прискорення; III – рушійних зусиль; IV – потужності на валу підйомного двигуна

Рухаючі зусилля (Н) у характерних точках триперіодної трапецеїдальної діаграми швидкості: на початку та наприкінці прискореного руху

$$F_1 = F_2 = kQ_n g + m_n a_1$$

на початку та наприкінці рівномірного руху

$$F_3 = F_4 = kQ_n g$$

на початку та наприкінці уповільненого руху

$$F_5 = F_6 = kQ_n g - m_n a_3$$

Навантажувальна діаграма двигун при цій системі зображена на рис. 48, б, III, де також відповідно до формули (83) і з урахуванням коефіцієнта k показаний графік зміни статичного зусилля $F_{ст}$ - пряма, паралельна осі t . Постійність $F_{ст}$ вказує на те, що підйомна система з рівноважним врівноважуючим канатом є статично врівноваженою.

При цій системі рушійні зусилля протягом усього періоду уповільненого руху можуть дорівнювати нулю. Якщо тривалі рушійні зусилля вказують на необхідність працювати двигуном, а негативні - гальмом, то при рушійних зусиллях, рівних нулю, не буде місця робота двигуном або гальмом. При цьому рух підйомних судин у третьому періоді діаграми швидкості відбуватиметься за рахунок сил інерції, що називається вільним вибігом. Робота з вільним вибігом може бути досягнута під час уповільнення;

$$a_3 = \frac{kQ_n}{m_n}, \quad (97)$$

У зв'язку з неможливістю абсолютно точного дозування завантаження підйомної судини він може зупинитися нижче або вище за приймальний майданчик. І в одному і в іншому випадку необхідне додаткове включення двигуна, що збільшує тривалість підйомної операції, тому робота з вільним вибігом практично не застосовується.

При підйомній системі з важким врівноважуючим канатом [$(q - p) > 0$] рушійні зусилля в характерних точках діаграми швидкості визначаються аналогічно до визначення зусиль при системі без врівноважуючого каната (рис. 48, в, III). При цьому зміна статичного зусилля $F_{ст}$ зобразиться висхідною прямою — статично перерівноважена підйомна система, необхідність якої виникає в установках зі шківками тертя на шахтах порівняно малої глибини.

У підйомних системах з перекидними судинами на початку підйомної операції порушується

врівноважування власних мас судин, оскільки кузов судини, що опускається, в цей момент спирається на розвантажувальні криві і лише частково навантажує канат. Тому зусилля (H) на початку підйомної операції

$$F_H = [kQ_n + k_y Q_c + (pq)H]g + m_n a', \quad (98)$$

де k_y - 0,35 - коефіцієнт, який враховує порушення врівноважування.

Аналогічно наприкінці підйомної операції

$$F_H = [(k-1) Q_n - k UQ_c - (pq) H] g - m_n a''. \quad (99)$$

Зміна рушійних зусиль під час руху ролика підйомного судини по розвантажувальним кривим досить складно, оскільки змінюватиметься ступінь порушення врівноважування власних мас судин (коефіцієнт k_y). Для простоти приймають, що зусилля у період змінюються за законом прямої лінії.

Потужність (кВт) на валу підйомного двигуна у будь-який момент руху підйомних судин

$$N_x = \frac{F_x v_x}{1000 \eta_n} \quad (100)$$

При негативних значеннях зусиль η_n має бути перенесений з знаменника в чисельник.

За формулою (100) визначають потужності характерних точках діаграми швидкості і потім будують діаграми потужностей на валу підйомного двигуна, які зображені на рис. 48. Штриховими лініями показана зміна потужності у третій період діаграми швидкості за позитивних зусиль. Максимальна потужність (пік потужності) буде до кінця періоду прискореного руху, що обумовлюється максимальним зусиллям в цей час і максимальною швидкістю підйомних судин.

4.10.4 Особливості системи з противагою та системи зі шківом тертя

Піднімальні установки з противою в і с о м застосовують у тому випадку, коли в стовбурі не можуть бути розміщені чотири підйомні судини, що буває при розташування двох підйомних установок в одному стволі. Одна з цих установок одноклітинна (або односкіпова) з противагою.

Установки з противагою останнім часом широко застосовують за багатоканатних підйомних систем на шахтах, де розробка родовища ведеться на декількох горизонтах.

Як показує практика, дві односкіпові установки з противагами вигідніші за одну двоскіпову установку, так як при цьому забезпечується незалежність роботи з декількох горизонтів, усувається вплив витяжки каната і підвищується надійність роботи, оскільки при можливому виході з ладу однієї установки зберігається можливість роботи другої установки.

Противага, так само як і підйомний посуд, за допомогою свого каната переміщається в стовбурі і необхідний для врівноваження власної маси підйомної судини та частини корисного вантажу.

Відповідно до ПБ підйомний канат противаги повинен бути однаковим з підйомним канатом підйомної судини, і щодо нагляду та випробування до нього пред'являються ті ж вимоги, що й до канату судини. Маса противаги Q_{PR} для установок, призначених виключно для підйому і спуску людей, повинна дорівнювати масі кліті плюс половинна маса максимальної кількості людей, що містяться в кліті, а для вантажолюдських установок - не менше маси кліті плюс половина маси максимального розрахункового вантажу, що піднімається в кліті.

Число людей у кліті визначається відповідно до вимоги ПБ, щоб на 1 м² площі підлоги кліті знаходилося не більше п'яти осіб. Маса однієї людини приблизно дорівнює 80 кг.

Особливість кінематики скіпової підйомної системи з противагою полягає в тому, що закон її руху визначається не вимогою до кінематики противаги, а вимогою до кінематики скіпу, так як противага не входить у розвантажувальні криві і не виходить із них. Тому закон руху для скіпу, що піднімається, зобразиться діаграмою, показаною на рис. 46 а, що опускається - її дзеркальним відображенням.

Основне динамічне рівняння підйомної системи з противагою

$$F = [kQ_n + Q_c - Q_{pr} - (H - 2h_x)(qp)]g + m_a \quad (101)$$

При перекидних судинах на початку і в кінці підйомної операції необхідно врахувати порушення врівноважування власних мас [див. формули (98) та (99)].

Для визначення m_n — маси частин підйомної установки, що рухаються, приведеної до кола навивки каната, використовують формулу (85), але замість $2Q_c$ ставлять $Q_c + Q_{pr}$.

По рівнянню (101) визначають рушійні зусилля, а, по виразу (100) - потужності характерних точках діаграми швидкості.

У підйомних установках зі шківом тертя як в одноканатній, так і багато

канатної повинна бути дотримана умова ковзання по провідному шківу:

$$\frac{F_{\max}}{F_{\min}} \leq e^{fa} \quad (102)$$

$F_{\max}$ - найбільш можливий натяг однієї гілки канату, що охоплює провідний шків;

$F_{\min}$ - найменший натяг іншої гілки каната; $e \approx 2,72$ - основа натурального логарифму;

f - коефіцієнт тертя між канатом і футеруванням ведучого шківа; при футеруванні з поліхлорвінілового пластику $f = 0,25$ для круглорядних і фасоннопрядних канатів і $f = 0,2$ для канатів закритої конструкції; α - кут охоплення ведучого шківа канатом, радіан.

На підставі формули (102)

$$F_{\max} - F_{\min} \leq F_{\min}(e^{fa} - 1) \quad (103)$$

Різниця натягу каната $F_{\max} - F_{\min}$ прагне викликати прослизання каната, чому протидіє сила тертя, $Ffa_{\min}$ що виникає між канатами і футеровкою шківа.

Для нерухомої системи та при рівномірному її русі введено поняття про статичний коефіцієнт безпеки проти ковзання:

$$k_{c.б} = \frac{F_{c \min}(e^{fa} - 1)}{F_{c \max} - F_{c \min}} \quad (104)$$

Для безпечної роботи необхідно, щоб $k_{c.б} \geq 2$. Під час руху підйомної системи за певних значень прискорення та уповільнення може бути прослизання першому випадку шківа по канату, а в другому — каната по шківу.

Щоб уникнути цього на підставі формули (102) встановлюють допустиме значення прискорення та уповільнення.

При багатоканатній системі в період прискореного руху та підйомі вантажу максимальним буде натяг (Н) гілки каната, що набігає на шків.

$$F_{\max} = F_{\text{наб}} = [Q_{\Pi} + Q_c + pN + C]g + [Q_{\Pi} + Q_c + pN + pL_{B,III}]a_{1\max} \quad (105)$$

Мінімальним буде натяг (Н) гілки каната, що збігає.

$$F_{\min} = F_{\text{сб}} = [Q_c + qH - C]g - [Q_c + qH + m'_{O,III} + pL_{B,III}]a_{1\max} \quad (106)$$

У формулах (105) і (106): p і q - сумарна лінійна маса відповідно всіх підйомних і всіх канатів, що врівноважують, кг/м; $C = \frac{k-1}{2} Q_{\Pi}$ - Опір руху однієї гілки каната; $L_{B,III} = h_K - h_B$ - Довжина підйомного каната від рівня верхнього приймального майданчика до точки зіткнення його з провідним шківом тертя; $h_{до}$ - висота копра; h_y — висота від рівня землі до верхнього приймального майданчика; $m'_{O,III}$ - Наведена маса всіх відхиляють шківів.

Для спрощення позначимо:

$$A = pL_{B,III}; \quad (107)$$

$$m_1 = Q_c + qH; \quad (108)$$

$$m_2 = Q_{\Pi} + Q_c + qH. \quad (109)$$

Підставивши значення $F_{\max}$ і $F_{\min}$ вираз (102) і вирішуючи щодо $a_{1\max}$ (м/с²), отримаємо

$$a \frac{e^{fa}(m_1 - C) - (m_2 + C)}{e^{fa}(m_1 + m'_{O,III} + A) + (m_2 + A)} \leq a_{1\max} \quad (110)$$

Прискорення, що остаточно приймається, $a_3 \leq 0,8a_{3\max}$ для забезпечення безпеки проти ковзання повинно бути менше максимального, тобто $a_1 < 0,8a_{1\max}$.

Аналогічно визначають допустиме уповільнення $a_{3\max}$ (м/с²), яке буде найменшим під час спуску вантажу, причому в цьому випадку максимальним є натяг гілки каната, що біжить, а мінімальним набігає гілки:

$$a \frac{e^{fa}(m_1 - C) - (m_2 + C)}{e^{fa}(m_1 + m'_{O,III} + A) + (m_2 + A)} \leq a_{3\max} \quad (111)$$

Остаточно $a_3 < 0,8a_{3\max}$.

По ПТЕ уповільнення в процесі запобіжного гальмування при спуску вантажу має бути не менше ніж 1,5 м/с².

Аналогічно визначають прискорення a_1 та уповільнення a_3 при одноканатних установках із ведучим шків тертя.

Розділ 4.11 КІНЕМАТИКА ТА ДИНАМІКА ПІДЙОМНИХ СИСТЕМ З ОРГАНАМИ НАВИВКИ ЗМІННОГО РАДІУСУ

4.11.1 Кінематика підйомних систем

На рис. 49, а, б показана діаграма зміни кутової швидкості ω і кутового прискорення ε обертання органу навивки при клетевому підйомі у функції часу t . Органи навивки обертаються з кутовим прискоренням ε_1 потім рівномірно з максимальною кутовою швидкістю $\omega_{\max}$ і нарешті, з кутовим уповільненням. Кутова швидкість ω вимірюється в радіанах за секунду (рад/с), причому один радіан дорівнює $180/\pi$.

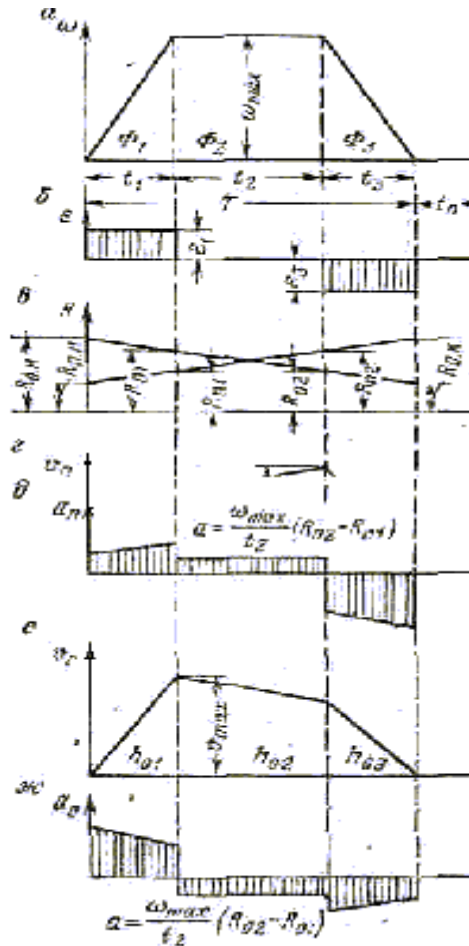


Рис. 49 - Діаграми підйомної системи з органами навивки змінного радіусу: а - кутовий швидкості органу навивки, б - кутового прискорення, в - зміни радіусів навивки областей каната, що піднімається і опускається, г і д - швидкості і прискорення гілки, що піднімається, е і ж - швидкості і прискорення гілки, що опускається.

Між частотою обертання n органу навивки та кутовою швидкістю ω існує залежність

$$\omega = \frac{\pi n \delta}{30} \quad (112)$$

Кутове прискорення (уповільнення) ε (рад/с²) залежить від ω та тривалості прискореного t (уповільненого) обертання:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} \quad (113)$$

Вся площа діаграми кутової швидкості є кутом повороту органу навивки за час однієї підйомної операції.

Окремі елементи усієї площі діаграми кутової швидкості є кутами повороту (рад) органу навивки в різні періоди обертання:

за час t_1 рівномірно прискореного звернення

$$\Phi_1 = \frac{\omega_{p.m.} t_1}{2} \quad (114)$$

за час t_2 рівномірного обертання

$$\Phi_2 = \omega_{p.m.} t_2 \quad (115)$$

за час t_3 , рівномірно уповільненого обертання

$$\Phi_3 = \frac{w_{p.m.} t_3}{2} \quad (116)$$

Повний кут повороту (рад) органів навивки канатів за час T руху підйомних судин

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 \quad (117)$$

Підставляючи значення Φ_1 Φ_2 Φ_3 у виразу (117), аналогічно висновку формули (49) отримаємо розрахункову максимальну кутову швидкість обертання (рад/с) органів навивки:

$$w_{pm} = \varepsilon_m T_p - \sqrt{(\varepsilon_m T_p)^2 - 2\varepsilon_m \Phi} \quad (118)$$

де ε_m - модуль кутових прискорень (рад/с²)

$$\varepsilon_m = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_3}{\varepsilon_1 + \varepsilon_3} \quad (119)$$

При визначенні ω_{pm} заданими величинами є T_p і Φ . Значеннями ε_1 і ε_3 задаються з умови значень лінійних прискорення і уповільнення, що допускаються за ПТЕ.

За даними обраної машини визначають фактичну максимальну кутову швидкість w_{max} , причому для забезпечення заданої продуктивності підйомної установки $w_{max} \geq \omega_{p.p.}$

Тривалості (с) прискореного та уповільненого звернення органів навивки відповідно рівні:

$$t_1 = \frac{w_{max}}{\varepsilon_1} \quad (120)$$

$$t_3 = \frac{w_{max}}{\varepsilon_3} \quad (121)$$

Кути Φ_1 і Φ_3 повороту органів навивки за вказаний час визначають за формулами (114) і (116), причому в чисельнику цих виразів необхідно поставити w_{max} .

Кут повороту та тривалість рівномірного обертання органів навивки:

$$\Phi_2 = \Phi - \Phi_1 - \Phi_3; \quad (122)$$

$$t_2 = \frac{\Phi_2}{w_{max}}; \quad (123)$$

Шляхи, пройдені підйомні судиною за період повороту органу навивки на певний кут, одержують множенням кутів повороту органів навивки на півсуму відповідних початковому та кінцевому кутам повороту радіусів навивки. Лінійні швидкості, лінійні прискорення і шляхи за різні періоди діаграми швидкості будуть відмінними для підйомних судин, що піднімається і опускається, так як радіуси навивки канатів гілок, що піднімається і опускається, змінні і відрізняються один від одного.

Для переведення кутової швидкості ω і кутового прискорення обертання органів навивки відповідно в лінійну швидкість v (м/с) і лінійне прискорення a (м/с²) руху підйомних судин маємо:

$$v_x = \omega_x R_x \quad (124)$$

$$a_x = \varepsilon_x R_x \quad (125)$$

де R_x - Радіус навивки каната, відповідний значенню швидкості ω або прискоренню ε_x ;

Точніше лінійне прискорення $a_x = \varepsilon_x R_x + \frac{dR}{dt}$, але через невелике значення величиною dR/dt нехтуємо.

Під час t рівномірного обертання органу навивки з деякою швидкістю ω , але при збільшенні радіусу навивки від R_n до $R_{до}$ підйомна судина рухатиметься з прискоренням, а при зменшенні радіусу навивки підйомна судина рухатиметься з уповільненням, обумовленим за формулою

$$a = \frac{w}{t} (R_k - R_n) \quad (126)$$

Розрахувавши елементи діаграми кутової швидкості і кутового прискорення обертання органів навивки і визначивши в її характерних точках значення радіусів гілок, що піднімається і опускається, за формулами (122) — (124) знаходять відповідно значення швидкостей і прискорень підіймається, що піднімається і опускається, лінійних швидкостей та прискорень за час однієї підйомної операції. Характер цих діаграм, таким чином, буде визначатися зазначеними вище діаграмами w та ε та законом зміни радіуса навивки каната.

Шляхи, пройдені підйомними судинами, можна визначити як величину відповідних майданчиків діаграм лінійних швидкостей.

На рис 49 показані діаграми лінійної швидкості і лінійного прискорення для підйомних судин, що піднімається і опускається, при триперіодній діаграмі кутової швидкості обертання конічних барабанів.

При підйомних системах з неопрокидними скіпами застосовують п'ятиперіодну або

чотириперіодну діаграму кутової швидкості, а при перекидних судинах семиперіодну або шестиперіодну діаграму. Значення лінійних швидкостей, прискорень та уповільнень під час руху ролика підйомних судин за розвантажувальними кривими.

4.11.2 Динаміка підйомної машини

Основне динамічне рівняння підйомної установки з органами навивки змінного радіусу на підставі формули (79) має вигляд (Н·м)

$$M_{BP} = M_{CT} + M_{Д.ВР} + M_{Д.П} + M_{Д.О}. \quad (127)$$

У виразі (127) для зручності розрахунків динамічний момент підйомної системи представлений сумою динамічного моменту $M_{Д.ВР}$ частин, що обертаються, який залежить від кутового прискорення ϵ , і динамічних моментів поступово рухомих частин піднімається $M_{Д.П}$ і опускається $M_{Д.О}$ гілок, що висять від лінійного прискорення a кожної з гілок.

Статичний момент (Н·м) підйомної системи являє собою різницю статичних моментів гілок каната, що піднімається і опускається (рис. 50):

$$M_{CT} = M_{CT.П} - M_{CT.О} = [Q_{П} + Q_C + \frac{k-1}{2} Q_{П} + (H - h_{ХП})p]gR_{П} - [Q_C - \frac{k-1}{2} Q_{П} + h_{ХО}p]gR_{О}, \quad (128)$$

де $g \frac{k-1}{2} Q_{П}$ - опір руху однієї підйомної судини та її гілки каната, Н;

$h_{ХП}$ $h_{ХО}$ - шлях, пройдений відповідно піднімається і опускається підйомною судиною від початку підйомної операції, м;

$R_{П}$ і $R_{О}$ — радіуси навивки відповідно гілки каната, що піднімається і опускається, м.

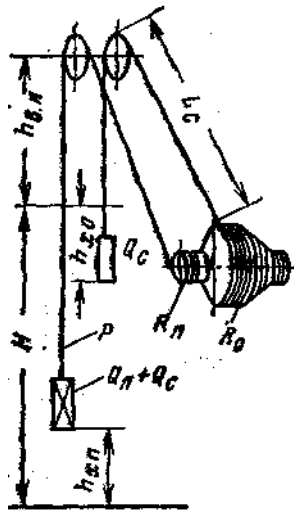


Рис. 50 - Схема висновку динамічного рівняння підйомних систем з органами навивки змінного радіуса

Динамічний момент (Н·м) підйомної системи

$$M_{Д.П.С} = M_{Д.ВР} + M_{Д.П} + M_{Д.О}. \quad (129)$$

Динамічний момент обертових частин

$$M_{Д.ВР} = (J_{П.К} + J_{О.К} + J_H + J_{П} + J_R)\epsilon, \quad (130)$$

де $J_{П.К}$, $J_{О.К}$ і J_H - моменти інерції витків каната, що знаходяться на органах навивки відповідно піднімається і опускається гілок і самого органу навивки, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{П}$ і J_R - моменти інерції зубчастих коліс редуктора та ротора, що наведені до валу органів навивки, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Динамічний момент гілки каната, що піднімається.

$$M_{Д.П} = [Q_{П} + Q_C + p(H + h_{В.Н} + L_C - h_{ХП}) + m'_{Н.ш}]a_{П}R_{П}, \quad (131)$$

$h_{В.Н}$ - відстань від верхнього приймального майданчика до осі копрового шківів;

L_C - Довжина струни каната, м; $a_{П}$ - лінійне прискорення гілки каната, що піднімається, м/с^2

Динамічний момент гілки каната, що опускається.

$$M_{Д.О} = [Q_C + p(h_{ХО} + h_{В.Н} + L_C) + m'_{Н.ш}]a_{О}R_{О}, \quad (132)$$

де $a_{О}$ - лінійне прискорення гілки каната, що опускається, м/с^2 .

Моменти інерції (кг·м⁸) частин підйомної системи:

1) органів навивки - залежно від конструкції приймається за даними заводів;

2) витків каната визначається за формулами;

для каната, навитого на циліндричну частину органів навивки,

$$J_{\text{ц}} = p h_{\text{ц}} R^2; \quad (133)$$

для каната, навитого на конічну частину органів навивки, приблизно

$$J_K = p h_{\text{КС}} \frac{R_H^2 + R_K^2}{2}, \quad (134)$$

де p – лінійна маса підйомного каната, кг/м; $h_{\text{ц}}$ і $h_{\text{КС}}$ – довжина каната, навитого відповідно на циліндричну та конічну частини органів навивки, м; R – Радіус навивки каната на циліндричну частину барабана, м; R_H і R_K – початковий та кінцевий радіуси навивки каната на конічній частині органів навивки, м;

3) ротора

$$J_P = \frac{(GD^2)_P i^2}{4g}, \quad (135)$$

де $(GD^2)_P$ – маховий момент ротора двигуна, Н · м²; i – Передатне число редуктора.

Орієнтовну потужність підйомного двигуна знаходять за формулою (90). Значення коефіцієнта динамічного режиму p приймають за даними, наведеними § 4.10.3.

На підставі формули (127) визначають крутний момент підйомного двигуна в характерних точках діаграми швидкості і будують навантажувальну діаграму на двигун, тобто діаграму крутного моменту за час однієї підйомної операції.

Потужність (кВт) на валу підйомного двигуна у будь-який момент підйомної операції

$$M_X = \frac{M_{\text{ВРХ}} \omega_X}{1000 \eta_{\text{П}}}, \quad (136)$$

де $M_{\text{ВРХ}}$ – крутний момент підйомного двигуна щодо осі обертання органів навивки і відповідний кутовий с корості ω_X – $\eta_{\text{ПК}}$. п. д. передачі; при негативному моменті $\eta_{\text{П}}$ переноситься із знаменника до чисельника формули (136).

На підставі формули (136) визначають потужність на валу підйомного двигуна характерних точках діаграми кутової швидкості і будують діаграму потужності за час однієї підйомної операції.

4.11.3 Особливості кінематики та динаміки

Діаграми кінематики та динаміки підйомної кліткової системи з біциліндроконічними

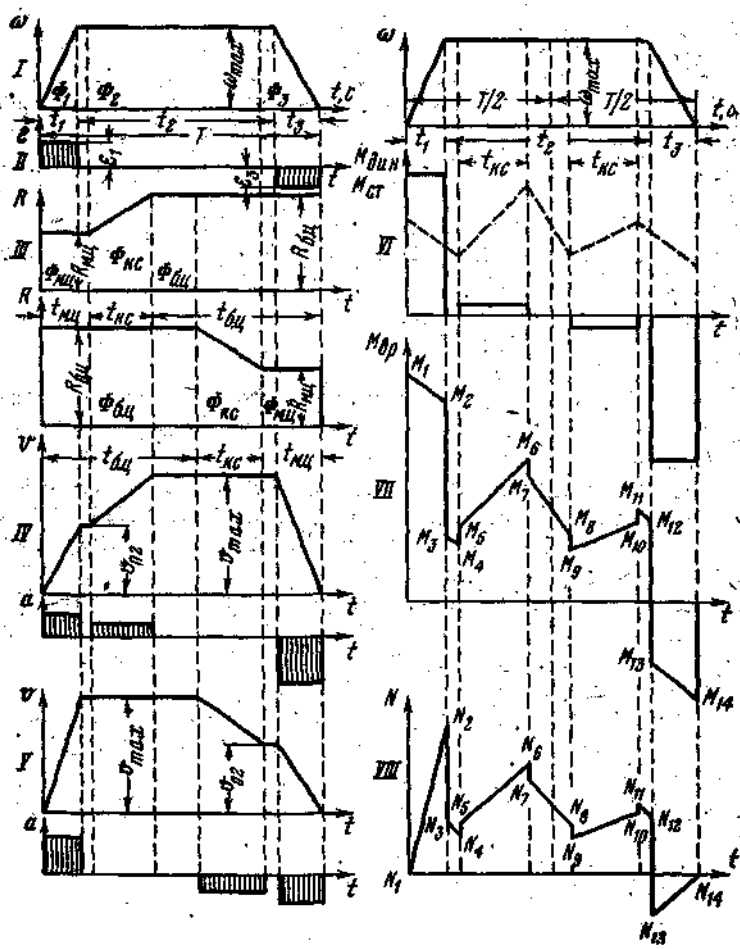


Рис. 51 - Діаграми підйомної системи з біциліндроконічним барабаном:
 I-кутовий швидкості барабана;
 II – кутового прискорення;
 III - зміни радіусів навивки гілок каната, що піднімається і опускається;
 IV-швидкості і прискорення гілки, що піднімається;
 V-швидкості і прискорення гілки, що опускається;
 VI-статичного та динамічного моментів;
 VII - крутний момент;
 VIII-потужності на валу підйомного двигуна

барабанами, побудовані відповідно до вказівок § 53 і 54, показані на рис. 51. Якщо при органах навивки постійного радіусу та клітковому підйомі для навантажувальних діаграм з точки зору динаміки характерні три періоди діаграми швидкості, то при установці з біциліндроконічним барабаном для тих самих умов їх п'ять (див. рис. 51);

1) період прискореного обертання барабана до максимальної кутової швидкості $\omega_{\max}$ з кутовим прискоренням ε_1 коли піднімається гілка каната рухається з лінійним прискоренням $a_{\Pi 1} = \varepsilon_1 R_{\text{м.ц}}$ - а опускається - з прискоренням $a_{\text{ол}} = \varepsilon_1 R_{\text{б.ц}}$, де $R_{\text{м.ц}}$ і $R_{\text{б.ц}}$ — радіуси відповідно малого та великого, циліндрів. У цей період всі елементи установки, що рухаються, створюють динамічне навантаження на двигун.

При асинхронному двигуні для зменшення втрат в реостаті цей період повинен бути по можливості коротким, але в межах, що відповідають перевантаженню двигуна, що допускається;

2) період обертання барабана з $\omega_{\max}$, коли піднімається гілка каната, навиваючись на конус барабана, рухається з прискорення

$$a_{\Pi 2} = \frac{\omega_{\max}}{t_{\text{кз}}} (R_{\text{б.ц}} - R_{\text{м.ц}}) \quad (137)$$

де $t_{\text{кз}}$ - Час навивки каната на конус.

При цьому динамічне навантаження створюється тільки гілкою каната, що піднімається (підйомний посуд, канат, напрямний шків), інші елементи установки рухаються з рівномірною швидкістю;

3) період руху, коли барабан обертається з $\omega_{\max}$, піднімається і опускається гілки каната, відповідно навиваючись і звиваючись з великого циліндра, рухаються з рівномірною швидкістю. Динамічна навантаження на двигун у період не створюється;

4) період обертання барабана з ?

$$a_{02} = \frac{\omega_{\max}}{t_{\text{кз}}} (R_{\text{м.ц}} - R_{\text{б.ц}}) \quad (138)$$

внаслідок чого виникає негативне динамічне навантаження, що створюється гілкою, що опускається (підйомний посуд, канат, напрямний шків);

5) період уповільненого обертання барабана до повної зупинки з кутовим уповільненням ε_3 , коли гілка каната, що піднімається, рухається з лінійним уповільненням $a_{\Pi 3} = \varepsilon_3 R_{\text{б.ц}}$, а опускається - з уповільненням $a_{03} = \varepsilon_3 R_{\text{м.ц}}$. У цей період створюється негативне динамічне навантаження всіма елементами підйомної установки, що рухаються.

При підйомній системі з перекидними судинами в розрахунку навантажувальних діаграм має бути враховано порушення рівня вішування власних мас судин на початку і в кінці підйомної операції, коли кузов перекидної судини спирається на розвантажувальні криві.

Статичний момент (Н м) на початку руху підйомних судин

$$M_{\text{ст}} = [(Q_{\Pi} + Q_{\text{с}} + \frac{k-1}{2} Q_{\Pi} + pH)R_{\text{м.ц}} - (k_P Q_{\text{с}} - \frac{k-1}{2} Q_{\Pi})R_{\text{б.ц}}]g, \quad (139)$$

де $k_P = 0,65$ - коефіцієнт, що показує, яка частина власної маси судини, що знаходиться на розвантажувальних кривих, діє на канати на початку підйомної операції.

Наприкінці руху підйомних судин

$$M_{\text{ст}} = [(k_P Q_{\text{с}} + \frac{k-1}{2} Q_{\Pi})R_{\text{б.ц}} - (Q_{\text{с}} - \frac{k-1}{2} Q_{\Pi} + pH)R_{\text{м.ц}}]g. \quad (140)$$

Розділ 4.12. ПОТУЖНІСТЬ ДВИГУНА, ВИТРАТА ЕНЕРГІЇ, К. П. Д. УСТАНОВКИ ТА МАШИНИ

4.12.1 Потужність двигуна

Підйомний електричний двигун повинен працювати з навантаженням, коли протягом тривалого часу нагрівання його обмоток не перевищує допустимих норм. Двигун підйомної установки працює у важких умовах зі змінним обертовим моментом і частотою обертання, що змінюється, причому ці величини змінюються періодично, через проміжки часу, рівні тривалості підйомної операції. Тому в різні періоди підйомної операції змінюється кількість теплоти, що виділяється в обмотці двигуна.

Відповідно до характеру навантажувальних діаграм на підйомний двигун потужність його

повинна задовольняти: нормальному нагріванню середнім квадратичним струмом: допустимим навантаженням, які мають місце як під час руху підйомних судин, так і в екстрених випадках. До останніх належить виконання маневрів, регулювання довжини підйомних канатів тощо. На підставі поняття про середній квадратичний струм впливає поняття про еквівалентне зусилля двигуна ялини при системах з органами навивки постійного радіусу та еквівалентному моменті звернення двигуна при системах з органами навивки змінного радіуса.

Еквівалентне зусилля (момент) - це абстрактне, постійне за величиною зусилля (момент), що діє безперервно, включаючи і паузу між рухами підйомних судин, і що викликає такий же нагрівання двигуна як фактичні зусилля (моменти), що мають місце, за навантажувальними діаграмами на двигун.

При підйомних системах з органами навивки постійного радіусу, статично врівноважених та триперіодній діаграмі швидкості (див. рис. 48, б) еквівалентне зусилля

$$F_{екв} = \sqrt{\frac{F_1^2 t_1 + F_3^2 t_2 + F_5^2 t_3}{T_n}} \quad (141)$$

Знаменник підкореного виразу формули (141)

$$T_n' = k_{y.d} (t_1 + t_3) + t_2 + k_{n.t} t_n \quad (142)$$

де $k_{y.d}$ та k_n - коефіцієнти, які враховують погіршення умов охолодження під час відповідно прискореного та уповільненого руху, а також паузи між рухом підйомних судин; за даними акад. М. М. Федорова $k_{y.d} = 1$ і $k_n = 0,38$ ХЕМЗ рекомендує $k_{y.d} = 0,5$ і $k_n = 0,25$.

При підйомних системах з органами навивки постійного радіусу без врівноважуючого та з важким врівноважуючим канатом, коли протягом кожного періоду підйомної операції змінюються F_1 до F_2 F_3 до F_4 і т.д. та при триперіодній діаграмі швидкості (див. рис. 48, а та в) еквівалентне зусилля

$$F_{екв} = \sqrt{\frac{(F_1^2 + F_1 F_2 + F_2^2) \frac{t_1}{3} + (F_3^2 + F_3 F_4 + F_4^2) \frac{t_2}{3} + (F_5^2 + F_5 F_6 + F_6^2) \frac{t_3}{3}}{T_n'}} \quad (143)$$

У загальному випадку для підйому систем з органами навивки постійного радіусу за будь-яких діаграм швидкості

$$F_{екв} = \sqrt{\frac{\sum F^2 t}{T_n'}} \quad (144)$$

Те саме, з органами навивки змінного радіусу

$$F_{екв} = \sqrt{\frac{\sum M^2 t}{T_n'}} \quad (145)$$

Необхідно мати на увазі, що при визначенні $F_{екв}$ (або $M_{екв}$) при механічному гальмуванні негативні зусилля (моменти) у підкорене вираз не вводяться, а при електричному гальмуванні — вводяться, тому що в першому випадку вони не сприяють нагріванню двигуна, а в другому сприяють.

Відношення максимального рушійного зусилля при системі з постійним радіусом навивки по навантажувальній діаграмі (або максимального моменту, що обертає) до $F_{екв}$ (або $M_{екв}$) називається коефіцієнтом перевантаження при підйомі

$$k_{нод} = \frac{F_{max}}{F_{екв}} \quad (146)$$

При асинхронному двигуні $k_{під} \leq 1,6 \dots 1,8$ при системі приводу з двигуном постійного струму $k_{під} \leq 1,8 \dots 2$.

Крім перевантаження під час підйому має місце перевантаження від екстрених зусиль (моментів).

За наявності кулаків максимальні екстрені зусилля (моменти) при маневрах можуть бути у таких випадках:

1) при підніманні верхньої навантаженої кліті, коли нижня, стоїть на кулаках,

$$F_{ек}^e = [Q_c + (1 + \frac{k-1}{2})Q_n + (q-p)H]g \quad (147)$$

$$M_{ек}^e = [Q_c + (1 + \frac{k-1}{2})Q_n]gR_k - pH_g R_H \quad (148)$$

де $\frac{k-1}{2}$ - коефіцієнт опору руху однієї підйомної судини та її області каната; R_k і R_H - відповідно кінцевий та початковий радіуси навивки;

2) при подовженні каната, коли нижня кліть з порожніми вагонетками піднімається, а верхня

стоїть на кулаках,

$$F_{ек}^e = (Q_c + \frac{k-1}{2} Q_n + pH)g \quad (149)$$

$$M_{ек}^e = (Q_c + \frac{k-1}{2} Q_n + pH)gR_H \quad (150)$$

За відсутності кулаків або наявності їх тільки на верхньому приймальному майданчику, а внизу при наявності площадок, що коливаються, і коли при підйомі нижня порожня кліть масою Q_3 піднімається без вагонеток (при регулюванні каната),

$$F_{ек} = (Q_c - m_B + \frac{k-1}{2} Q_n + pH)g \quad (151)$$

$$M_{ек} = (Q_c - m_B + \frac{k-1}{2} Q_n + pH)gR_H \quad (152)$$

де m_B - маса порожніх вагонеток.

Коефіцієнт перевантаження від екстрених зусиль (моментів)

$$k_e = \frac{F_{ек.мах}}{F_{екв}} \quad (153)$$

Для асинхронного двигуна допускається $k_e \leq 1,8 \dots 2$ та для системи приводу з двигуном постійного струму $k_e \leq 2 \dots 2,2$.

При системах з органами навивки змінного радіусу $k_{під}$ і k_e визначають як відношення відповідно $M_{мах}$, і $M_{ек.мах}$ та $M_{екв}$.

Значення k_e і $k_{під}$ не повинні перевищувати допустимих значень, причому для дотримання цього може виникнути необхідність збільшення $F_{екв}$, (або $M_{екв}$). Збільшення має бути не більше 30% при асинхронному двигуні та не більше 40% при системі приводу з двигуном постійного струму. В іншому випадку зменшення $k_{під}$ і k_e досягається не збільшенням $F_{екв}$ (або $M_{екв}$), а зменшенням $F_{мах}$ (або $M_{мах}$) і $F_{ек.мах}$ (або $M_{ек.мах}$). У зв'язку з цим може виникнути необхідність зменшення прискорення a_1 (або ε_1).

Визначивши $F_{екв}$ (або $M_{екв}$), що задовольняє умовам допустимого нагрівання двигуна струмом та допустимого перевантаження при підйомі та від екстрених зусиль, знаходимо еквівалентну потужність (кВт) підйомного двигуна:

при системах з органами навивки постійного радіусу

$$N_{екв} = \frac{F_{екв} v_{мах}}{1000 \eta_n} \quad (154)$$

те ж, змінного радіусу

$$N_{екв} = \frac{M_{екв} w_{мах}}{1000 \eta_n} \quad (155)$$

Будівельна потужність підйомного двигуна встановлюється збільшенням $N_{екв}$ до найближчої потужності за каталогом, причому її рекомендується брати на 10 - 15 % більше еквівалентної.

4.12.2 Витрата енергії

Асинхронний двигун. При незмінюваних у період пуску напрузі і $\cos \phi$ споживана потужність залежатиме від струму, який визначається моментом, що обертає.

Потужність N_1 на валу підйомного двигуна на початку підйомної операції дорівнює нулю, але в цей же час з мережі споживається і в реостаті витрачається потужність N'_1 при системі з органами навивки постійного радіусу

$$N'_1 = \frac{F_1 v_{мах}}{1000 \eta_n} \quad (156)$$

те ж, змінного радіусу

$$N'_1 = \frac{M_1 w_{мах}}{1000 \eta_n} \quad (157)$$

Потужність, що витрачається в реостаті при позитивних зусиллях наприкінці підйомної операції, відповідно становить

$$N'_6 = \frac{F_6 v_{мах}}{1000 \eta_n} \quad (158)$$

$$N'_6 = \frac{M_6 w_{мах}}{1000 \eta_n} \quad (159)$$

Діаграма витрати енергії асинхронним живильником з мережі для підйомної системи з постійним радіусом навивки без врівноважує каната і при триперіодній діаграмі швидкості показана на рис. 52, де площа $N_1 - 1 - 2 - 3 - 4 - N_6 - N_1$ - енергія, що витрачається на валу барабана, площі $N_1 -$

$N_2 - 1 - N_1$, $2 - N_3 - N_4 - 3 - 2$ і $4 - N_5 - N_6 - 4$ - втрати енергії в редукторі, площі $N_1 - N_2 - N'_1 - N_1$ і $N_5 - N'_6 - N_6 - N_5$ втрати в реостаті в періоди прискореного та сповільненого руху, площі $N'_1 - 5 - 6 - N_2 - N'_1$, $N_3 - 7 - 8 - N_4 - N_3$ і $N_5 - 9 - 10 - N'_6 - N_5$ - втрати в підйомному двигуні.

Витрата енергії (кВт·с) підйомною установкою на валу двигуна за одну підйомну операцію визначається як сума витрат енергії в окремі періоди руху:

$$W = \frac{N'_1 + N_2}{2} t_1 + \frac{N_3 + N_4}{2} t_2 + \frac{N_5 + N'_6}{2} t_3 \quad (160)$$

Аналогічним чином визначають витрати енергії за будь-яких діаграмах швидкості.

Витрата енергії (кВт·ч) на шинах електропідстанції на 1 т вантажу, що піднімається, при одночасно піднімається вантажі Q_n

$$W_m = \frac{k_{mT} 1000 W}{3600 \eta_d \eta_c Q_n} = \frac{k_{mT} W}{3,6 \eta_d \eta_c Q_n} \quad (161)$$

де $k_{mT} \approx 1,03$ - коефіцієнт, що враховує витрату енергії під час маневрів та при гальмуванні; η_d - к.п.д. двигуна; $\eta_c = 0,95$ - к.п.д. електромережі.

Витрата енергії (кВт·год) на 1 т·км при висоті підйому H

$$W_{Tkm} = \frac{1000 W_T}{H} \quad (162)$$

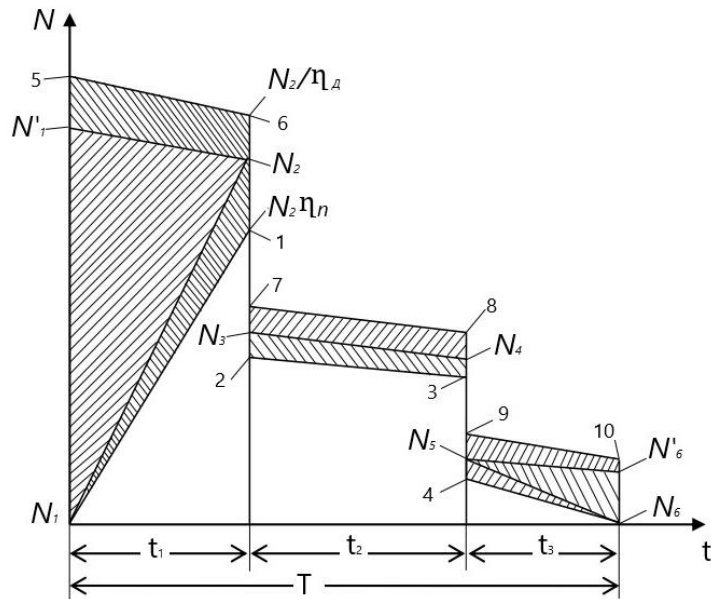


Рис. 52 - Діаграма витрати електроенергії при асинхронному двигуні

Річна витрата енергії установкою на підйом корисних копалин та породи

$$W_e = a A_e W_T, \text{ кВт} \cdot \text{ч} \quad (163)$$

Привід із двигуном постійного струму (система Г-Д). Струм у цьому приводі змінюється відповідно до зміни крутного моменту (рухаючого зусилля при системах постійного радіусу навивки), а напруга - відповідно до зміни швидкості, оскільки регулювання частоти обертання двигуна здійснюється зміною напруги.

Діаграма споживаної потужності при системі Г-Д зобразиться діаграмою потужності на валу підйомного двигуна (див. рис 48) з урахуванням втрат у перетворювальній групі та в самому підйомному двигуні. Площа діаграми потужності на валу підйомного двигуна є енергією W (кВт·с), що витрачається ним.

Енергія (кВт·ч), що споживається на шинах електропідстанції на 1 т вантажу, що піднімається,

$$W_T = \frac{k_{mt}}{3,6 \eta_d \eta_c \eta_{\text{дг}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{с}} Q_n} \quad (164)$$

де $\eta_d = 0,9$ - к.п.д. підйомного двигуна; $\eta_{\text{г}} = 0,93 \dots 0,94$ - к. п.д. генератора; $\eta_{\text{дг}} = 0,9$ - к.п.д. двигуна перетворювальної групи; $\eta_{\text{в}} = 0,97$ - к.п.д. збудження; $\eta_c = 0,95$ - к.п.д. електромережі.

Витрата енергії на 1 т вантажу, що піднімається, на 1 т·км і за один рік визначається так само, як і при асинхронному двигуні.

4.12.3 Коефіцієнт корисної дії підйомної установки та машини

Корисна потужність (кВт) для підйому 1 т вантажу

$$N_n = \frac{1000Hg}{1000T} = \frac{Hg}{T} \quad (165)$$

Корисна витрата енергії (кВт год) за одну підйомну операцію протягом Т (с) на підйом 1 т вантажу

$$W_{\Pi} = N_{\Pi}T = \frac{Hg}{3600T}T = 0.00272H \quad (166)$$

підйомної установки (без урахування втрат в електромережі)

$$\eta_y = \frac{W_n}{W_T \eta_c} \quad (167)$$

К.п. д. підйомної машини буде більше к. п. д. установки, так як при цьому не враховуються опори в стовбурі, що направляють шківів, і жорсткість каната, тобто.

$$\eta_{\text{маш}} = k\eta_{\text{в}} \quad (168)$$

Розділ 4.13 ЕЛЕКТРОПРИВОД. АПАРАТУРА УПРАВЛІННЯ ТА ЗАХИСТУ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК

4.13.1 Асинхронний електропривод

На рис. 53 показано принципову схему електроприводу з асинхронним двигуном, на рис. 54 - діаграма його механічних характеристик - залежності між моментом, що обертає, і частотою обертання. Діаграма має чотири області: руховий режим, генераторний режим (рекуперативне гальмування), гальмування противключення, динамічне гальмування.

Якщо навантаження на двигун більше максимального моменту, що розвивається ним, робоча точка А (див. рис. 54) переходить на нестійку гілку характеристики, показану штрихпунктиром; та двигун зупиняється. На нестійкій частині характеристики працювати не можна.

При вимкненому реостаті (ротор замкнений коротко) частота обертання асинхронного двигуна практично не залежить від навантаження (жорстка характеристика у вигляді пологої кривої - природна характеристика двигуна). При включенні реостата залежність частоти обертання двигуна від навантаження зростає (м'які характеристики як крутих кривих).

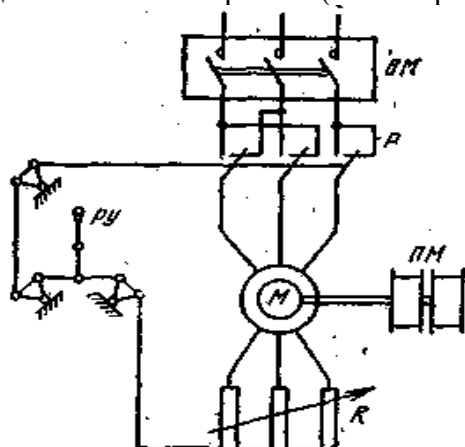


Рис. 53 - Принципова схема електроприводу з асинхронним підйомним двигуном:

ВМ - масляний вимикач;

Р - реверсор;

РУ - рукоятка управління;

М - підйомний асинхронний двигун;

Р - реостат у ланцюзі ротора для регулювання частоти обертання двигуна;

ПМ - підйомна машина

Припустимо, що в період пуску двигун повинен розвивати крутий момент M_1 . При металевому реостаті момент, що обертає, буде коливатися в заздалегідь обраних межах $M_1'' < M_1 < M_1'$, причому різниця граничних значень M_1'' і M_1' визначає число ступенів реостату. У середньому положенні рукоятки управління РУ (див. рис.53) двигун відключений від мережі і в ланцюг ротора повністю включено опір реостата. На початку підйомної операції машиніст виводить рукоятку управління із середнього положення, пересуваючи її у певному напрямку; при цьому в ланцюг ротора повинен бути включений такий опір R_3 (див. рис. 54) реостата, яке сприяло б

отриманню моменту, що обертає M_1' .

Так як $M_1' > M_1$ то двигун, починаючи обертання з частотою n_1 , поступово її збільшує. При цьому крутний момент зменшуватиметься. Це зменшення слід допустити до M_1'' , що відповідає частоті обертання двигуна n_2 після чого необхідно вимкнути ступінь реостата так, щоб при цій же частоті крутний момент збільшився від M_1'' до M_1' . Це досягається при опорі реостату R4.

У зв'язку зі зміною крутного моменту, що розвивається двигуном, прискорення a підйомної системи буде змінним і при органах навівки постійного радіусу на підставі виразу (82):

$$a = \frac{F - F_{cm}}{m_n} \quad (169)$$

При передчасному вимкненні ступеня реостату момент, що обертає, стає більше M_1' і тому збільшується прискорення. Змінюючи швидкість переміщення ручки управління, можна зменшувати або збільшувати тривалість прискореного руху. При швидкому переміщенні рукоятки можна отримати неприпустимо велике прискорення і, отже, перевантаження двигуна.

Якщо при досягненні крутного моменту M_1'' не вимкнути черговий ступінь, тобто не перейти на опір реостату R4, то він буде зменшуватися доти, доки не зрівняється зі статичним моментом опору (точка на рис. 54). Потім обертовий момент двигуна буде слідувати за всіма змінами статичного моменту опору. Це не вигідно через непродуктивну витрату енергії в реостаті, тим більше, чим більший опір реостату і тривалість роботи з ним, тривалість підйомної операції збільшиться в порівнянні з розрахунковою, так як частота обертання двигуна менше номінальної.

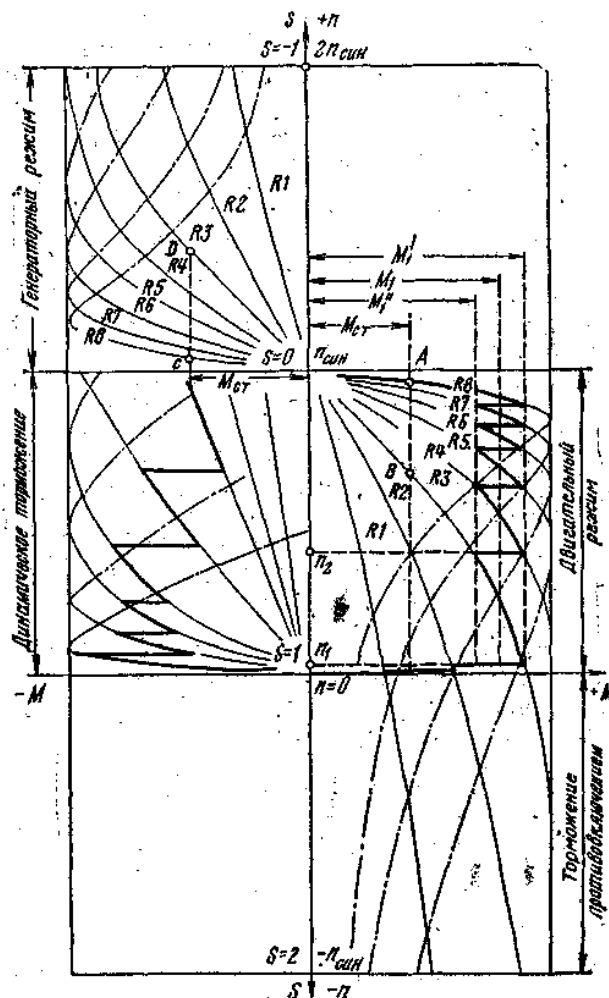


Рис. 54 - Діаграма механічних характеристик електроприводу з асинхронним двигуном

Тому, коли зі збільшенням частоти обертання момент знову досягне значення M_1'' , виводять наступний ступінь і працюють при опорі реостата R5. Ці перемикання виконують доти, поки весь опір реостата буде виведено з ланцюга ротора (двигун працює на пологій - природній характеристиці).

Після вимикання всіх ступенів реостата обертальний момент двигуна зменшується до збігу зі статичним моментом опору системи і слідує за всіма його змінами (точка A).

Діаграма швидкості підйому в період прискореного руху виконується шляхом виведення у

певні моменти часу з ланцюга ротора щаблів реостату. Машиніст у цей період спостерігає за показанням амперметра (струм у ланцюгу статора пропорційний обертовому моменту двигуна), прагнучи утримати коливання струму в заданих межах.

Управління двигуном під час прискореного руху може бути автоматизовано. Ступені реостата послідовно автоматично шунтуються, причому тривалість роботи на кожному ступені забезпечується відповідним налаштуванням реле часу.

При рівномірному русі з максимальною розрахунковою швидкістю руху судин всі щаблі реостата вимкнені, чому відповідає природна характеристика двигуна. Якщо при рівномірному русі необхідна швидкість, менша максимальної розрахункової, реостат до кінця періоду прискореного руху повністю не виключається, причому для підтримки постійного її значення при статичному моменті, що змінюється (неврівноважена підйомна система) доводиться переходити на нову характеристику двигуна, що забезпечує рух із заданою швидкістю. Особливі труднощі в управлінні виникають при малих навантаженнях, коли для отримання швидкостей руху, менших за максимальну, доводиться працювати на характеристиках, при яких найменша зміна статичного моменту викликає значні зміни частоти обертання двигуна. У цьому випадку для отримання стійкої швидкості руху підйомний двигун необхідно навантажувати, застосовуючи механічне гальмування підйомної машини.

У період уповільненого руху потрібно особливо точне дотримання заданого швидкісного режиму. Порушення його веде до передчасної зупинки або перепідйому. У цей час руху момент опору (зусилля) має невеликі позитивні чи негативні значення. У першому випадку точне дотримання розрахункового режиму руху важко, тому що двигун працює при включеному реостаті, а навантаження на нього змінне. Крім того, якщо при підйомі розрахункового вантажу в період уповільнення мають місце позитивні зусилля (руховий режим), то при меншому навантаженні можуть виникнути негативні зусилля, і дотримання того ж швидкісного режиму необхідно застосовувати гальмування. Тому машиністу підйому залежно від навантаження доводиться використовувати один, то інший спосіб управління, що є серйозним недоліком даної підйомної системи. При негативному моменті опору (зусилля) системи під час уповільненого руху працюють із застосуванням механічного чи електричного гальмування. Тут також є труднощі в управлінні, пов'язані зі змінним навантаженням на машину.

Генераторний режим (рекуперативне гальмування) заснований на тому, що асинхронний двигун при частоті обертання ротора вище синхронної стає генератором, що віддає енергію в електричну мережу. Якщо в руховому режимі крутний момент збігається з напрямком руху, то в генераторному режимі він спрямований проти руху, тобто стає гальмівним моментом. Рекуперативне гальмування можна застосовувати у випадку, коли підйомна судина, що опускається, навантажена більше, ніж піднімається, і при частоті обертання двигуна вище синхронної; при цьому максимальна швидкість підйому перевищує розрахункову на 3 - 5%. На початку уповільненого руху двигун відключається від мережі та машину зупиняють механічним гальмом.

При роботі асинхронного двигуна в генераторному режимі (рис. 54) гальмівний момент двигуна зростає зі збільшенням частоти обертання ротора. Введення опору реостата в ланцюг ротора викликає надмірне збільшення швидкості спуску вантажу; щоб уникнути цього ротор в генераторному режимі замикається коротко.

Практично рекуперативне гальмування здійснюється в такий спосіб. Машиніст відгальмовує машину, яка під дією вантажу, що опускається, починає рухатися. При цьому рукоятка керування у міру зростання швидкості переміщається машиністом у напрямку руху машини так, щоб при досягненні синхронної частоти обертання ротор двигуна був замкнений коротко (крайнє положення рукоятки). Після того як частота обертання ротора стане більш синхронною, гальмівний момент, що розвивається двигуном, почне збільшуватися, а прискорення вантажу, що опускається, зменшуватися. Коли гальмівне зусилля F (або момент M) двигуна дорівнюватиме статичному зусиллю $F_{ст}$ (або моменту $M_{ст}$) підйомної системи, що рухається, то відповідно до формули (169) прискорення а системи стане рівним нулю, і вона рухатиметься з рівномірною швидкістю, що визначається ординатою точки C (див. рис. 54). Якби ротор двигуна було включено опір реостата, відповідне, наприклад, характеристиці R_3 , то при тому ж гальмівному моменті двигун працював би з надмірно великою частотою обертання, що визначається ординатою точки D , що неприпустимо. Тому в генераторному режимі ротор при синхронній частоті обертання автоматично замикається коротко.

Рекуперативне гальмування в порівнянні з механічним має переваги, так як при ньому гальмівний момент, що розвивається двигуном, автоматично пристосовується до рушійної сили вантажу, що опускається, що забезпечує стійке значення швидкості руху судин; не зношуються гальмівні колодки; енергія вантажу, що опускається, перетворюється на електричну і віддається в мережу.

Т о р м о ж е н н е п р о т і в о в к л ю ч е н н я здійснюється переміщенням рукоятки управління в напрямку, протилежному руху машини. При цьому магнітне поле статора обертається в напрямку, протилежному обертанню ротора підйомного двигуна, тому виникає гальмівний по відношенню до підйомної системи крутний момент.

В область гальмування противключенням потрапляють стійкі частини механічних характеристик при великому опорі реостата ланцюга ротора (див. 34).

Так як при гальмуванні противключення тільки перші два-три ступені реостата забезпечують стійкі характеристики двигуна, то регулювання гальмівного моменту двигуна буде грубим.

У зв'язку з грубим регулюванням гальмівного моменту двигуна, необхідністю особливої уваги машиніста при зупинці машини, витратою енергії в реостаті гальмування противключенням не набуло широкого поширення.

Д і н а м і ч о с к о е т р о м о ж е н н я здійснюється відключенням статора від мережі змінного струму та живленням його постійним струмом при замкнутому коротко або на пусковий реостат роторі. При цьому статор утворює нерухоме в просторі магнітне поле, яке індукуює в роторі, що обертається, змінний струм. Взаємодія цього струму з магнітним полем статора створює гальмівний момент, який можна регулювати зміною величини постійного струму та опору реостата ланцюга ротора.

При з'єднанні статора обмоток в зірку постійний струм подають у дві фази обмоток, а третя вільна.

Механічні характеристики двигуна при цьому гальмуванні (див. рис. 54) за своєю формою нагадують характеристики рухового режиму і відрізняються від останніх тим, що вони починаються в точці, що відповідає нерухомому ротору і величина максимального моменту двигуна залежить від зміни постійного струму в статорі, зростаючи при збільшенні струму. Якщо в обмотках статора протікає постійний струм, що дорівнює номінальному змінному струму двигуна, то максимальний гальмівний момент його приблизно дорівнює номінальному моменту двигуна. Для отримання максимального гальмівного моменту, що дорівнює двохразовому номінальному моменту двигуна, необхідно, щоб величина постійного струму була приблизно в 2 рази більша за номінальний змінний струм у руховому режимі. Величина струму в статорі, отже, і гальмівний момент обмежуються допустимим нагріванням обмоток.

Механічні характеристики в режимі динамічного гальмування (рис. 54) мають такі недоліки: 1) наявність нестійкої частини, на якій робота - двигуна можлива при моменті опору, що перевищує максимальний момент двигуна, а також при неправильному керуванні під час уповільнення, коли машиніст закорочує ротор двигуна без витримки часу; в останньому випадку гальмівний момент двигуна буде меншим за необхідний, а тому частота обертання його ротора буде збільшуватися; 2) м'якість показників під час роботи на високих швидкостях з великим опором реостата в ланцюзі ротора.

Для усунення цих недоліків необхідно забезпечити збільшення струму збудження статора при зростанні струму в роторі, тобто компенсувати зростаючий магнітний потік ротора. Це робиться автоматично у функції частоти обертання ротора. Механічні характеристики виходять жорсткими і тому при зміні навантаження частота обертання двигуна змінюється у невеликих межах.

Динамічне гальмування дає можливість отримати будь-яке стійке значення частоти обертання в межах від 100% і приблизно до 1% номінальної, що дуже важливо при спуску людей та вантажів на знижених швидкостях.

Асинхронний двигун стосовно підйомних установок повинен задовольняти наступним вимогам: кратність максимального моменту по відношенню до номінального не менше 2,0...2,3; посилені ізоляція обмоток статора та ротора; міцність ротора має забезпечити можливість збільшення номінальної частоти обертання до 50%.

На підйомних установках застосовують асинхронні двигуни серії АК, АКН, ДАФ при напрузі 6 кВ.

Застосування одиночного асинхронного підйомного двигуна рекомендується за потужності до

1200 кВт. Це обмеження викликано труднощами у виготовленні пускорегулюючої апаратури потужних двигунів. При потужності асинхронного приводу до 2200 кВт застосовують два двигуни, що працюють на загальний вал підйомної машини.

При асинхронному електроприводі не може повна автоматизація роботи підйомних установок через м'які характеристики його, коли включені щаблі реостата.

З розвитком силової напівпровідникової техніки вдосконалення асинхронного приводу йде у напрямку застосування каскадних схем та частотного регулювання.

У системі асинхронно-вентильного каскаду (АВК) для плавного регулювання частоти обертання підйомного двигуна в обмотку ротора його вводиться проти з. д. с, узгоджена з напругою ротора по фазі та частоті. Джерелом проти-е. д. с. є інвертор на тиристорах, який рекуперує в мережу енергію ковзання ротора при регулюванні частоти обертання рухового режиму і в режимі динамічного гальмування.

Система АВК забезпечує плавне регулювання швидкості, економічніша порівняно з релейно-контактною системою, але має більш високу вартість.

При частотному регулюванні асинхронного приводу частота обертання підйомного двигуна в періоди уповільнення та дотягування регулюється зміною частоти струму. З цією метою використовують регульовані тиристорні перетворювачі низької частоти.

Частотне регулювання забезпечує високу керованість, економічність та надійність асинхронного приводу.

Із застосуванням каскадних схем та частотного регулювання зростає надійність автоматичного керування асинхронним приводом.

4.13.2 Привід із двигуном постійного струму

Привід системи Р-Д (генератор-двигун), як показано на рис. 55 складається з підйомного двигуна постійного струму М2 з незалежним збудженням і перетворювальної групи, в яку входять двигун М1 (асинхронний або синхронний), генератор Г з незалежним збудженням для живлення двигуна М2, збудник, подає струм в обмотки збудження ОВПД двигуна М2 і ОВГ генератора Г. Крім того, на рис. 55 показані: ОВВ - обмотка збудження збудника; АУ - апарат управління, пов'язаний з рукояткою управління для зміни частоти та напрямки обертання; ВМ - масляний вимикач; ПМ - підйомна машина.

Перетворювальна група працює як під час підйомних операцій, і під час пауз між ними.

Обертальний момент двигуна пропорційний магнітному потоку Φ_d і току I_a в якорі.

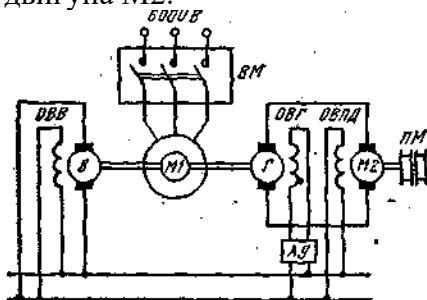
Частота обертання двигуна М2

$$n = \frac{E_r}{C_{дФД}} - \frac{I_a R_a}{C_{дФД}} \quad (170)$$

де E_r - е. д. с. генератора Р; $I_a R_a$ - падіння напруги в ланцюзі якорів М2 і Г; R_a - Опір ланцюга якорів; $C_{дФД}$ - коефіцієнт, що залежить від конструкції обмоток і має постійне значення для даного двигуна.

З можливих способів регулювання частоти обертання двигуна постійного струму в системі Г-Д прийнятий найбільш досконалий та економічний, заснований на зміні е. д. з генератора Г.

Управління двигуном М2 проводиться за допомогою реостата апарату управління АУ зміною струму збудження генератора Г, що викликає зміну е. д. с. на щітках останнього, отже, і напруги на щітках двигуна М2.



Зміна частоти обертання двигуна М2 пропорційно напрузі з його затискачах. Реверсування двигуна досягається перемиканням обмотки збудження генератора Г, що викликає зміну його полярності.

Перший член правої частини формули (170) визначається положенням рукоятки управління АУ, так як величина E_{Γ} залежить від струму в ланцюзі обмотки збудження ОБГ генератора Г. Другий член залежить від навантаження машини, так як струм I_{Γ} пропорційний моменту двигуна М2, що обертає.

Апарат управління має малі габарити, тому що він включений у ланцюг обмотки збудження генератора Г, де протікає порівняно невеликий струм.

Для зменшення розмірів апарату управління, що важливо при приводах великої потужності, застосовують квадратичну схему Г-Д, в якій є окремі збудники живлення для обмоток збудження генератора Г і двигуна М2. Апарат управління включається в ланцюг обмотки збудження генератора збудника Г.

Для поліпшення регульовальних властивостей приводу системи Д-Д застосовують електромашинний підсилювач (ЕМУ), що подає харчування на обмотку збудження генератора. Зміна величини напруги і полярності на затискачах цієї обмотки роблять зміною, величини та напрямки сили, що намагнічує, в ЕМУ.

Д в и г у н . Механічна характеристика приводу підйомної установки в руховому режимі при повністю вимкненому реостаті апарату управління зобразиться прямою лінією 1-2 (рис. 56). Нахил цієї лінії залежить від другого члена правої частини виразу (170), який при нормальному навантаженні зазвичай менше 5% першого члена. При переміщенні рукоятки управління у бік включення реостата ланцюг обмотки збудження генератора механічні характеристики зобразяться паралельними лініями. Зміна крутного моменту двигуна від M_1' до M_1'' при будь-яких положеннях рукоятки управління викликає однаково незначну зміну частоти обертання на величину Δn (див. рис. 56). Механічні характеристики виходять жорсткими, зміна струму в ланцюгу якорів майже не впливає на частоту обертання двигуна. Частота обертання двигуна визначається тільки величиною струму в обмотці збудження генератора, тобто положенням рукоятки управління, що спрощує керування машиною.

Привід описуваної системи характеризується точним регулюванням і тому може виконати і прямолінійні, і криволінійні діаграми швидкості.

Г е н е р а т о р н и й р е ж и м . Під дією вантажу, що опускається, частота обертання двигуна збільшується і зростає $e. д. с.$, що індуктується в його якорі. За певної частоти обертання $e. д. с.$ двигуна Од та $e. д. с.$ генератора E_{Γ} стануть рівними і в ланцюзі їх якорів

$$I_{\Gamma} = \frac{E_{\Gamma} - E_{\Gamma}}{R_{\Gamma}} \quad (171)$$

струм стане рівним нулю, а отже, і крутний момент дорівнюватиме нулю (точка 0 на рис. 56). При подальшому збільшенні частоти обертання двигуна E_{Γ} стане більше E_{Γ} , тому змінюється напрям струму в ланцюгу якорів, напрям магнітного потоку в обмотках збудження обох машин залишиться таким же, як і в руховому режимі. Тому розвивається двигуном момент спрямований проти обертання якоря, т. е. став гальмівним моментом. Двигун стає генератором, що обертається вантажем, що опускається, і віддає енергію генератору, який, ставши двигуном, розвиває крутний момент, що збігається з напрямком обертання свого якоря. Під дією цього моменту асинхронний двигун перетворювальної групи збільшує свою частоту обертання до переходу в генераторний режим, коли він розвине гальмівний момент, що дорівнює моменту генератора. При синхронному двигуні перетворювальної групи частота його обертання в генераторному режимі двигуна М2 не змінюється.

Механічні характеристики двигуна в генераторному режимі виходять продовженням характеристик рухового режиму. При спуску вантажу частота обертання, що встановилася, виходить такою, при якій гальмівний момент двигуна дорівнює крутному моменту, що створюється вантажем, що опускається (точка А на рис. 56). Завдяки жорсткості механічних характеристик частота обертання двигуна практично визначається положенням рукоятки керування та не залежить від

навантаження. Залежно від положення рукоятки управління можна отримати необхідну швидкість, як у руховому, так і в генераторному режимі, тому спуск вантажу при гальмуванні генератора можна проводити з меншою швидкістю, ніж максимальна швидкість підйому.

У приводі системи Д-можливе порушення пропорційності між струмом збудження генератора і частотою обертання двигуна, причинами якого є реакція якорів, падіння напруги в якорях, залишковий магнетизм в полюсах генератора. Для однозначної залежності між положенням рукоятки керування та швидкістю підйому зазначені причини повинні усунутись.

Реакція якоря усувається застосуванням додаткових полюсів і компенсаційних обмоток у генераторі та двигуні, а падіння напруги — зсувом щіток щодо нейтралі. Для генератора при зсуві щіток у напрямку обертання виходить ослаблення основного магнітного потоку та навпаки.

Залишковий магнетизм спостерігається при встановленні рукоятки управління в середнє положення, коли в обмотці збудження ОВГ (див. рис. 55) генератора струм не протікає. Завдяки залишковому магнетизму в обмотці якоря генератора індуктується деяка е. д. с. і незагальмована машина продовжуватиме рухатися, а при включеному механічному гальмі в головному якірному ланцюзі протікає струм, який за величиною може досягти приблизно половини номінального. Для усунення залишкового магнетизму застосовується з'єднання, що самогасить. При установці рукоятки управління в середнє положення обмотка збудження ОВГ генератора Г, від'єднана від шин збудження, за допомогою апарату управління включається через запобіжники плавкі на затискачі якоря генератора, е. д. с. поля залишкового магнетизму створює в обмотці збудження струм, через що виникає магнітний потік, що гасить поле залишкового магнетизму.

Потужність $N_{\text{екв}}$ двигуна постійного струму, так само як і будь-якого електричного двигуна підйомної установки, визначається за еквівалентним моментом або зусиллям. Потужності генератора Г і двигуна М1 перетворювальної групи (з огляду на те, що вони при безперервному обертанні мають кращі умови охолодження) приймають рівними потужності підйомного двигуна. Потужність збудника зазвичай дорівнює 2,5% $N_{\text{екв}}$.

Привід системи Г-Д у порівнянні з асинхронним приводом має такі переваги; однозначна залежність між положенням рукоятки управління та швидкістю підйому, завдяки чому спрощується автоматизація установки; більш економічне регулювання швидкості; можливість безпосереднього з'єднання валу двигуна із валом органу навивки. Недоліком цього приводу є велика кількість електричних машин та велика його вартість.

Привід з керованим ртутним випрямлячем (система УРВ-Д) відрізняється від системи Г-Д тим, що тут замість машинної перетворювальної групи для живлення двигуна постійного струму застосовують більш простий ртутний випрямляч, що не має рухомих елементів. Регулювання випрямленої напруги проводиться за допомогою сітки, що керується, вбудованої між анодом і катодом випрямляча.

Подальшим удосконаленням приводу із двигунами постійного струму є заміна машинних збудників тиристорними.

Інститутом ВНДІЕлектропривод стосовно рудничних підйомних установок з двигунами постійного струму розроблена система приводу тиристорний перетворювач - двигун (ТП-Д) з керованим випрямлячем на тиристорах. Порівняно з системами Р-Д та УРВ-Д система ТП-Д має переваги: менші габарити і маса, вищий к. п. д., простіше експлуатація, більш довговічна. Недоліком тиристорних перетворювачів є чутливість до перенапруг.

Привід із двигуном постійного струму рекомендується застосовувати за потужності понад 1200 кВт.

4.13.3 Пульт керування, пристрої для реверсування та регулювання швидкості

На пульті управління зосереджені апарати, що впливають на електропривід і гальмо в режимі місцевого управління, апаратура контролю експлуатаційних параметрів агрегатів підйомної установки, швидкості та місцезнаходження судин, сигналізації.

Пульт шахтного підйому ПШП призначений для місцевого та дистанційного керування підйомними установками при різних поєднаннях всіх типів підйомних машин та електроприводу. Функціями пульта є: операції управління розгоном та уповільненням підйомного двигуна та дистанційне керування гальмом за допомогою командоапаратів; візуальний консоль положення підйомних судин за допомогою сільсинового показника глибини; візуальний контроль та запис

діаграми швидкості підйому; контроль навантаження на підйомний двигун; вимикання підйомної машини кнопкою в аварійних випадках; фіксація кодових сигналів керування; сигналізація про наявність напруги в головних і оперативних ланцюгах, про тиск у гальмівній системі, про стан основних вузлів і агрегатів установки (бункери, кулаки, майданчики, що коливаються); керування допоміжними приводами.

Пульт ППП (рис. 57) має з підйомною машиною електричний зв'язок і може бути встановлений як у машинному залі, так і на приймальному майданчику. При дистанційному керуванні встановлюють пульти місцевого та дистанційного керування із взаємним блокуванням.

На пульті є рукоятки: права 1 - для керування двигуном підйомної машини, ліва 2 - для керування гальмом.

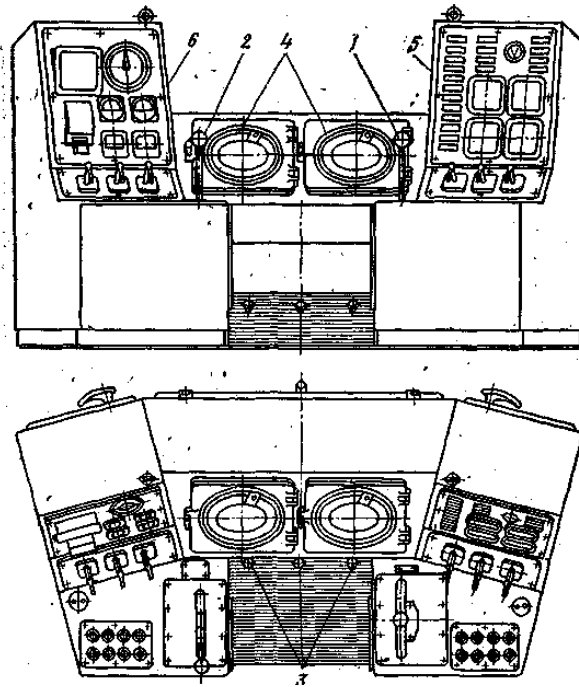


Рис. 57 - Пульт управління ППП

Під ногами машиніста розташовані кнопкові пости 3 аварійної зупинки та включення динамічного гальмування. У центральній частині пульта розташовані два сельсинові показчики глибини 4, на правій 5 і лівій 6 тумбах - вимірювальні прилади, реєструючий таховольтметр, лічильники кодових сигналів та циклів підйому, годинник, манометри гальм, універсальні перемикачі.

Реверсори РВМ-150 та РВМ-400 (реверсори високовольтні малогабаритні) призначені для асинхронних двигунів фазним ротором потужністю відповідно до 1200 та 4000 кВт на напругу 6 кВ.

Реверсор РВМ (Рис. 58) має три малогабаритні триполюсні контактори з головними контактами, поміщеними в металевій шафі. Два контактори 1 (В і Н) необхідні для включення в мережу та реверсування двигуна і один контактор 2 (ДП) - для включення постійного струму при динамічному гальмуванні або низької частоти струму при автоматичному керуванні.

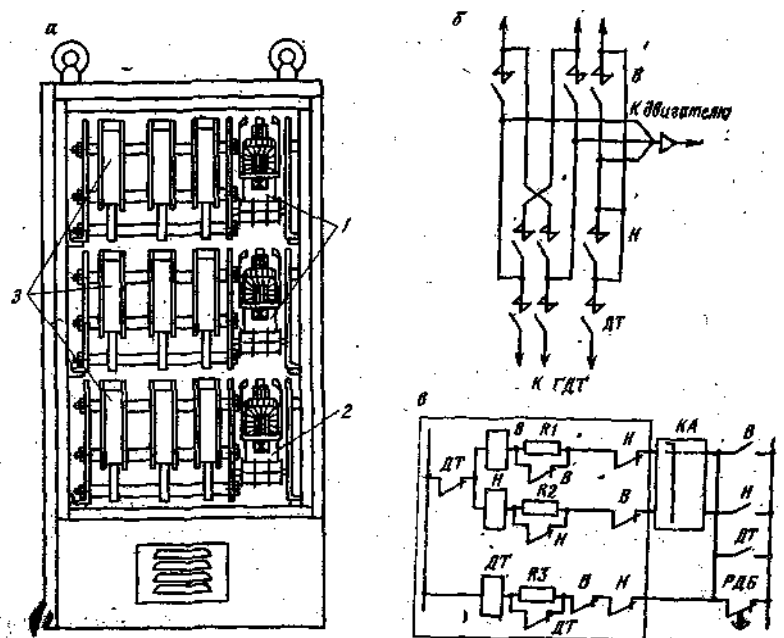


Рис. 58 - Реверсор RBM: а - загальний вигляд; б - силовий ланцюг; в - ланцюги управління

Головні контакти контакторів розташовані в дугогасних камерах 3. У реверсорах RBM застосовують високовольні контактори з багаторазовими камерами гасіння дуги та магнітним дуванням.

Для усунення небезпеки одночасного включення двох контакторів, що призвело б до короткого замикання в реверсорі, реверсор забезпечений блокуванням, виконаним у вигляді блок-контактів котушок, Н і ДП. Однак таке блокування не виключає короткого замикання в реверсорі при дуже швидкому (менше 0,5 с) реверсуванні: контактор включається, коли, на контактах іншого, дуга, що тільки що відключився, ще не згасла. Для цього передбачається «дугове» блокування в ланцюзі котушок контакторів, що здійснюється реле часу РДБ. Контакт РДБ реле дугового блокування включений в ланцюг котушок контакторів, Н і ДТ, чим забезпечується необхідна для гасіння дуги витримка часу. Увімкнення реверсора здійснюється за допомогою контактів командоапарату КА.

Реостати, що застосовуються для регулювання швидкості асинхронних двигунів, бувають металеві та рідинні.

Металеві реостати збирають із ящиків опору ЯС із чавунними елементами або КФ зі спіралями фехралевої стрічки. Останні надійніші у роботі, оскільки фехраль не ламається при різких змін температури.

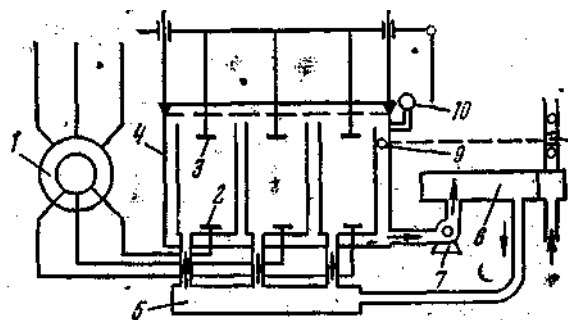


Рис. 59 - Схема рідинного реостату з рухомими електродами:

1 підйомний двигун; 2 і 3 - нерухомі та рухливі електроди реостату; 4 – бак; 5 - колектор; 6 - теплообмінник; 7 - насос; 8 - вентиль регулювання теплообміну; 9 - термоелемент; 10 - контроль рівня електроліту

Рідинні реостати бувають двох конструкцій: з нерухомими електродами при змінному рівні електроліту та з рухомими електродами при постійному рівні електроліту (рис. 59).

Для полегшення переміщення електродів та можливості застосування дистанційного та автоматичного керування використовується електричний або гідравлічний привід.

При застосуванні рідинного реостату можна отримати безліч характеристик двигуна, що дозволяє плавно змінювати крутний момент, розганяти двигун без зміни величини прискорення, тонко регулювати швидкість підйомних судин один і той же реостат в межах його потужності можна використовувати для широкого діапазону потужностей двигунів.

До недоліків рідинних реостатів відносяться: нестабільність їх опору, який залежить від температури та концентрації електроліту; випаровування електроліту.

Рідинні реостати виготовляються у нормальному (ЖРН) та у вибухобезпечному (ВЖР) виконаннях для двигунів потужністю відповідно до 2500 та 500 кВт.

Команди, пов'язані з рукояткою управління двигуном, є пристроями для включення і вимикання контакторних реверсорів і реостатів асинхронних двигунів. У середньому положенні рукоятки управління двигун знеструмлений і ланцюг ротора його введено весь опір реостата.

При переміщенні рукоятки в перше положення в напрямку «Вперед» статорна частина командоапарата КА (рис. 60) включає контактор реверсора, при цьому замикаються його контакти, і двигун М включається в мережу. При подальшому переміщенні рукоятки роторна частина командоапарата включає контактори К1, К2, К3, контакти яких у суворій послідовності шунтують щаблі R1, R2, R3 реостата; контактор К3 замикає ротор двигуна коротко.

Таблиця замикань контакторів командоапарату КА

Контакторы		Влево			0	Вправо		
		3	2	1		1	2	3
реверсора	В	X	X	X				
	Н					X		
реостата	К1	X	X	X		X	X	X
	К2	X	X	X		X	X	X
	К3	X	X	X		X	X	X

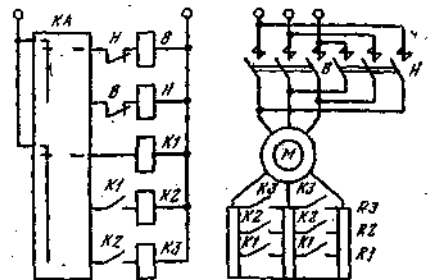


Рис. 60 - Схема контакторного керування реверсором та реостатом

Аналогічно за допомогою контактора Н відбувається керування двигуном при переміщенні рукоятки управління в напрямку «Назад». Блок-контакти В і Н необхідні для блокувань, що виключають можливість одночасного включення обох контакторів, а блок-контакти К1 і К2 не допускають одночасне включення двох і більше ступенів реостату.

В якості програмних і регулюючих апаратів у схемах керування електроприводом постійного струму системи Г-Д, регуляторів ходу, обмежувачів швидкості, динамічного гальмування, керування гальмами застосовують селсинові безконтактні командоапарати.

Безконтактні апарати в порівнянні з контактними більш досконалими відсутні контактні елементи в ланцюзі управління, забезпечуються безступінчасте плавне управління і висока надійність.

У схемах автоматичного управління підйомними машинами безконтактні командоапарати виконують з селсином, потенціалом-регулятором, що служить, або з індукційним датчиком кута повороту. Вторинна напруга на виході селсина (рис. 61) залежить від кута повороту між однофазною обмоткою збудження і електричною віссю двох фаз вторинної обмотки селсина. При $\varphi = 90^\circ$ однофазна напруга максимально а при $\varphi = 0^\circ$ воно дорівнює нулю. На цій залежності вихідної напруги від кута повороту ротора та засновано використання селсина як командоапарата управління. Напруга на виході селсина випрямляється мостом.

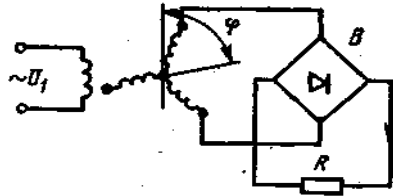


Рис.61 – Схема командного апарату сельсину

Станції управління підйомних машин є відкритими панелями з ізоляційних плит, на яких змонтовані контактори, реле і допоміжна апаратура. Випускаються станції рейкового виконання (без ізоляційних плит). Рейкові станції управління мають ряд переваг: хорошу оглядовість з будь-якого боку; можливістю швидкої заміни апарату, що вийшов з ладу; меншою масою на 25...30 % порівняно зі станціями з плит; значно простішим виготовленням. Станції керування машин з асинхронним приводом поділяються на статорні, роторні та динамічного гальмування.

4. 13.4 Гальма

Розрізняють робоче та запобіжне гальмування. Робочим гальмуванням забезпечується виконання заданого режиму руху підйомних судин та зупинка в потрібному положенні. Запобіжне гальмування необхідне запобігання аварії; воно вводиться в дію або машиністом підйому або автоматично від апаратів захисту. При запобіжному гальмуванні одночасно із зупинкою машини автоматично відключається від мережі підйомний двигун.

Основними елементами гальма є виконавчий орган та привід.

Виконавчий орган гальма сучасних машин є загальним для робочого та запобіжного гальмування і є гальмовими балками із закріпленими на них прес-масовими колодками, які діють на сталеві гальмівні ободи органу навивки. Підйомна машина має два гальмівні ободи і на кожного з них діє індивідуальний виконавчий орган.

Гальма бувають з кутовим та поступальним переміщенням колодок. Перша конструкція проста, але при ній нерівномірно розподіляється тиск по колу гальмівного обода. У приводі з поступальним переміщенням колодок забезпечується більший гальмівний момент, рівномірний розподіл тиску за гальмівним ободом, менший знос їх. У той самий час виконавчий орган з поступальним переміщенням колодок має складнішу конструкцію.

Виконавчий орган гальма з кутовим переміщенням колодок (рис.62) маленьких і середніх підйомних машин складається з шарнірних гальмівних балок 1 із закріпленими на них прес-масовими колодками 2 вертикальних балок 3 кутového важеля 4 горизонтальної тяги 5. Тяга 6 пов'язує виконавчий орган із гальмівним приводом. Пружинні регульовані навивки 7 забезпечують рівномірний розподіл

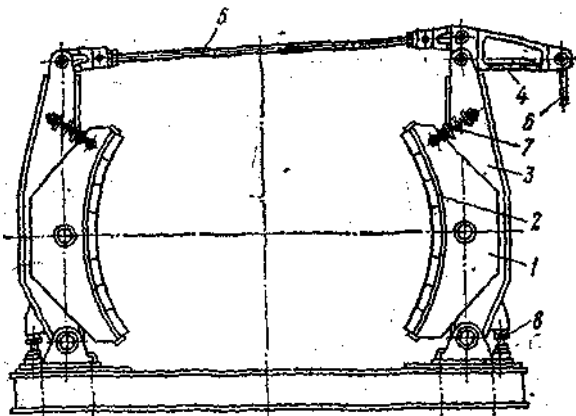


Рис. 62 - Виконавчий орган гальма з кутовим переміщенням колодок

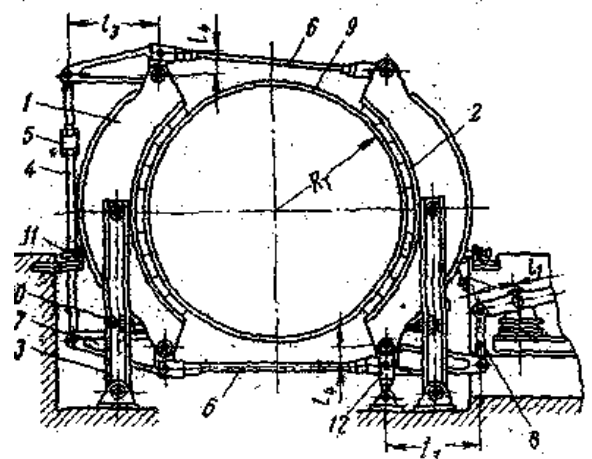


Рис. 63 - Виконавчий орган гальма з поступальним переміщенням колодок

Виконавчий орган гальма з поступальним переміщенням колодок великих підйомних машин НКМЗ (рис. 63) складається з поступально переміщуються гальмівних балок 1 з прес-масовими колодками 2, стійок 3, розрізної тяги 4 з регулюючою гайкою 5, тяг 6. З приводом гальма виконавчий орган пов'язаний штангою 8, при русі якої вгору відбувається загальмовування машини, так як балки 1 з прес-масовими колодками 2 притискаються до гальмівного обода 9. При розгальмовуванні балки 1 відходять від обода 9 за рахунок невірноваженості приводу. Регулювання зазору між колодками 2 і ободом 9 виробляється упорами 10, 11 і стійкою 12.

Виконавчий орган гальма багатоканатних підйомних машин (рис.64) складається з поступальних гальмівних балок, які переміщуються, 1 з прес-масовими колодками 2 вертикальних балок 3 шарнірно пов'язаних між собою тягою 4. Стійка 5 необхідна для рівномірного зазору по дузі обхвату обода. Для рівномірного відходу гальмівних колодок від гальмівного обода є регульовані упори 6. З приводом гальма виконавчий орган через кутовий важіль 7 з'єднується тягою 8.

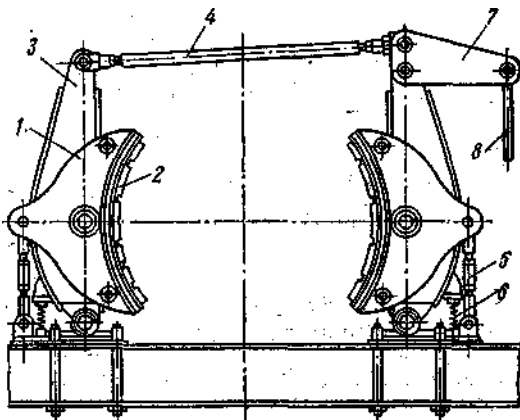


Рис. 64 - Виконавчий орган з поступальним переміщенням колодок багатоканатних гальма

Привід гальма буває: пружинний гідравлічний безвантажний, пневматичний вантажний, пружинний пневматичний вантажний та пружинний пневматичний безвантажний.

У привід гідравлічного гальма під тиском 0,5...0.8 МПа надходить із бака-акумулятора, куди воно

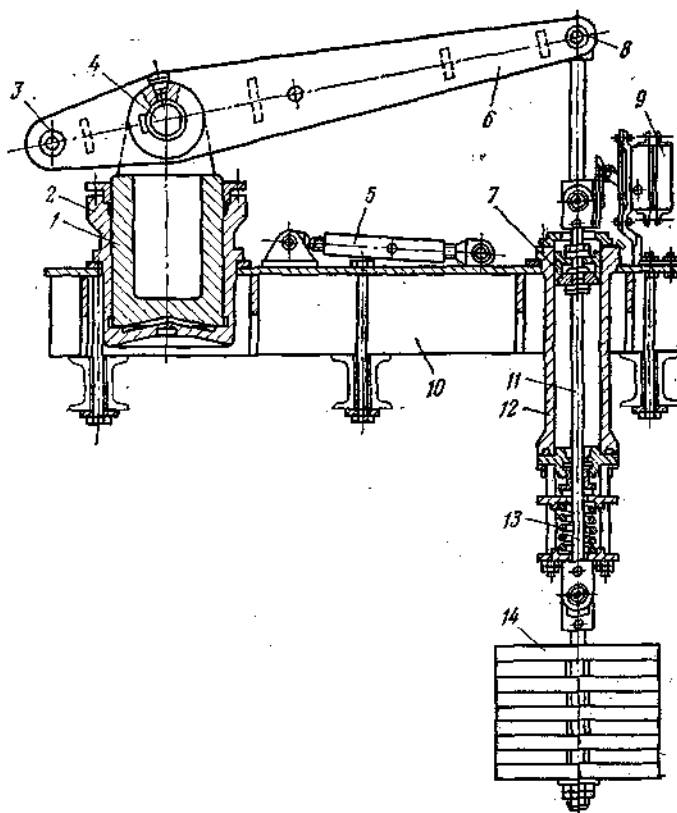


Рис. 65 - Пневматичний вантажний привід гальма

нагнітається насосом. Насос вмикається та зупиняється автоматично, залежно від тиску в акумуляторі.

У привід пневматичного гальма стиснене повітря надходить від компресорної установки, що складається з поршневого компресора продуктивністю $1...5 \text{ м}^3/\text{хв}$ і повітрозбірники. Місткість повітрозбірника забезпечує запас повітря не менше ніж на шістьох нормальних гальмування. Пуск та зупинка компресора виробляються автоматично під дією встановленого на повітрозбірнику реле тиску, яке замикає та розриває ланцюг контактора пускача двигуна компресора; зазвичай, при тиску $0,4 \text{ МПа}$ і нижче компресор починає працювати, а при тиску $0,6 \text{ МПа}$ і вище зупиняється. Стисне повітря до гальма може також надходити із загальношахтної повітропроводної мережі.

Пружинні гідравлічні безвантажні приводи застосовують на невеликих підйомних машинах.

Пневматичні вантажні гальма застосовують на великих підйомних машинах НКМЗ, причому установка має два приводи, кожен з яких діє на свій виконавчий орган.

Привід гальма НКМЗ (рис. 65) має робочий циліндр 2 з поршнем 1 і запобіжний циліндр 12 з поршнем 7, до штока якого 11 підвішений гальмівний вантаж 14. На циліндрі 12 є буферна пружина 13. За допомогою головного важеля 4 і 6 через кулі здійснюється зв'язок з поршнями 1 і 7, а через шарнір 3 - зі штангою виконавчого органу гальма. Розпірною стійкою 5 фіксується важіль 6 у зупиненому стані на час ремонту приводу гальма. Вимикач 9 необхідний для автоматичного запобіжного гальмування при неприпустимому зниженні тиску повітря в циліндрі 12. Гальмо забезпечене захистом, який не допускає його роботу при великому зазорі між колодками та ободом, що має місце у зв'язку зі зношуванням колодок. Всі елементи гальмового приводу змонтовані на рамі 10, встановленої на фундаменті.

При робочому гальмуванні циліндр 2 через регулятор тиску подається стиснене повітря і поршень 1 піднімається. При цьому важіль 6 повертається щодо шарніра 8, що знаходиться у верхньому положенні у зв'язку з тим, що циліндр 12 заповнений стисненим повітрям. Чим вище піднімається поршень 1 в циліндрі 2 тим більше буде гальмівне зусилля на гальмівний обід. Відгальмовування досягається випуском стисненого повітря з 2 циліндра в атмосферу.

При запобіжному гальмуванні, яке виробляється або машиністом, або автоматично під дією одного з апаратів захисту підйомної установки (див. 64), стиснене повітря подається в циліндр 2, поршень 1 піднімається і при надмірному тиску $0,2...0,25 \text{ МПа}$ відбуваються перший ступінь гальмування.

Одночасно за допомогою електропневматичного клапана стиснене повітря випускається з циліндра 12 в атмосферу і вантаж 14 опускається. У зв'язку з цим важіль 6 повертається щодо шарніра 4 і осаджує

поршень 1 на повітряну амортизаційну подушку в циліндрі 2. При цьому під дією вантажу 14 настає другий ступінь гальмування. Відгальмовування досягається впуском стисненого повітря в циліндр 2, отчий вантаж 14 піднімається вгору.

t_x - нетривалий холостий хід після включення гальма; F_{1T} , F_{2T} - гальмівні зусилля відповідно на першому та другому ступенях гальмування

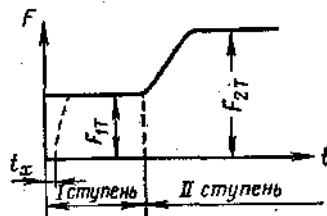


Рис. 66 - Діаграма двоступінчастого запобіжного гальмування

Діаграма двоступінчастого запобіжного гальмування, необхідного для дотримання вимоги ПБ щодо значення гальмівного моменту та допустимого уповільнення (див. нижче), показана на рис. 66.

Гальмо НКМЗ завдяки маленькому ходу поршня 1 (див. рис. 65) в циліндрі 2 є швидкодіючим. У зв'язку з відсутністю твердого шарнірного зв'язку у важеля 6 гальмівні зусилля від робочого та запобіжного гальмування не складаються, що призвело б до неприпустимо великого уповільнення підйомної системи при запобіжному гальмуванні.

Гальмо з пружинним пневматичним вантажним приводом, яке має порівняно маленькі розміри в

плані (рис. 67), застосовується на багатоканатних та нових одноканатних середніх підйомних машинах. Пружинний блок 1 з допомогою тяги 2 діє кутовий важіль виконавчого органу. Циліндр 3 робочі гальмування є одночасно поршнем циліндра 4 запобіжні гальмування. До нього підвішені вантажі 5. У розгальмованому стані обидва циліндри заповнені повітрям, завдяки чому пружини в блоці 1 містяться у вихідному стислому стані. При робочому гальмуванні з циліндра 3 повітря випускається і гальмування здійснюється дією пружин, що розтискуються на виконавчий орган. При запобіжному гальмуванні повітря одночасно випускається з циліндрів 3 і 4. При цьому початкове зусилля на виконавчий орган створюється пружинним блоком, а потім під дією вантажів 5 опускається поршень 3. Пружини при цьому ще більше розгоряються, зусилля, яке розвивається приводом, збільшується до максимальної величини. Так забезпечується двоступінчасте запобіжне гальмування.

Гальма з пружинними пневматичними безвантажними приводами застосовують у багатоканатній підйомній машині ЦШ 5х8, а також на деяких підйомних середніх машинах з циліндричними барабанами. Привід (рис. 68) складається з пружинного блоку 2, циліндра 5 і поршня 6 зі штоком 4. Шток зв'язаний з тягою 1, з'єднаної з кутовим важелем гальма. При подачі стисненого повітря циліндр поршень піднімається вгору і через шток впливає на опорний диск 3, стискаючи пружинний блок. Тяга 1 при цьому, переміщуючи нагору, через кутовий важіль розгальмовує машину. При випуску повітря з циліндра стислі пружини переміщують опорний диск 3 разом з поршнем 6. Останній передає зусилля на тягу 1 і через неї - виконавчий орган гальма, викликаючи загальмовування машини.

Пружинні гідравлічні безвантажні приводи гальм невеликих підйомних машин не відрізняються від описаного пружинного пневматичного безвантажного приводу.

Гальмо належне забезпечувати регулювання гальмівного моменту при робочому гальмуванні, причому ознакою регульованості гальма є стійке значення проміжних значень гальмівного моменту при певних положеннях рукоятки керування робочим гальмом.

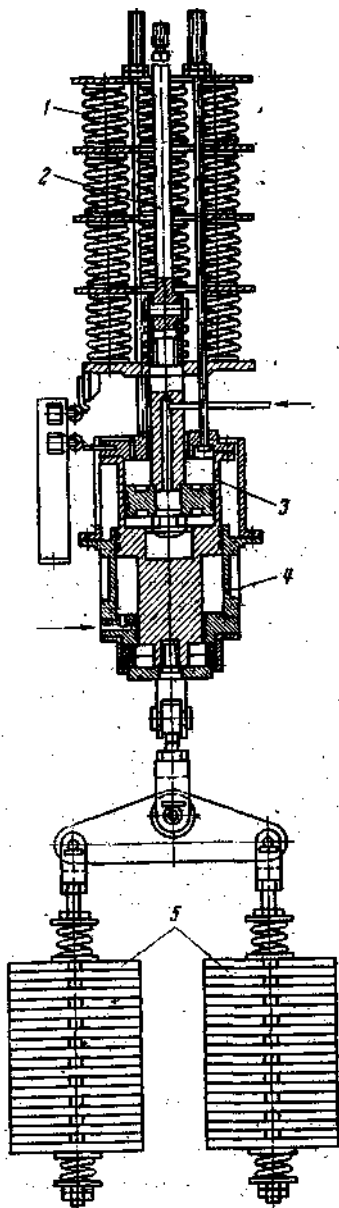


Рис. 67 - Пружинний пневматичний вантажний привід гальма

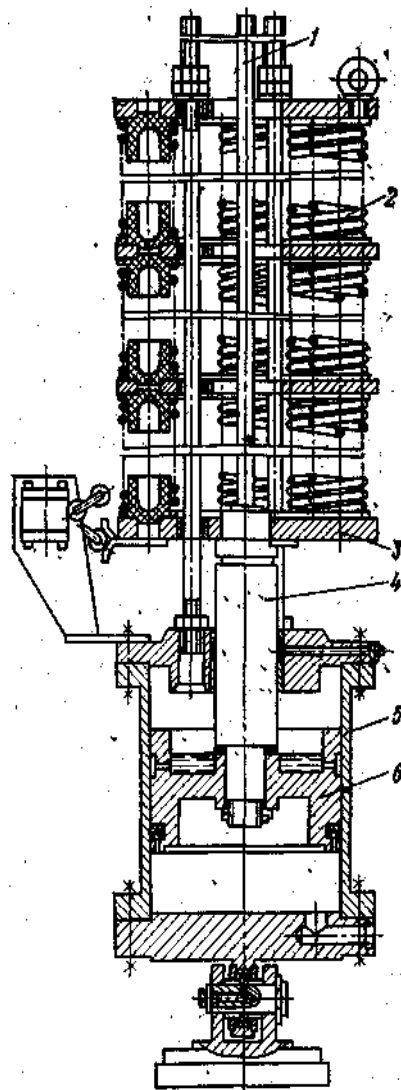


Рис. 68 - Пружинний пневматичний безвантажний привід гальма

Регулятори тиску необхідні регулювання величини гальмівного моменту при робочому гальмуванні. Регулятори тиску РДУ призначені для місцевого, дистанційного та автоматичного управління гальмівними системами з пневматичними приводами всіх типів і можуть мати вертикальне (РДУ-1) горизонтальне (РДУ-2) виконання. У вибухобезпечному виконанні (РДВП) їх застосовують для гальм з вантажними та пружинними гідроприводами.

У регуляторі тиску РДУ (рис. 69) стиснене повітря з повітрозбірника через фільтр 1 і отвір 2 подається в надзолотникову камеру управління 9. При гальмуванні збільшується струм у котушці електромагніту 8. Підпружинений сердечник 7, що є одночасно якорем електромагніту 8, перекриває в тому або іншому ступені (залежно від величини струму в котушці електромагніту 8) вихідний отвір сопла 4. Тиск у надзолотниковій камері 9 зростає, золотник 5 переміщається вниз, з'єднуючи повітрозбірник з циліндром робочого гальма (пряма перестановка золотника). Зі зростанням тиску в циліндрі зростає тиск у підзолотниковій камері 12, куди повітря потрапляє через отвір 10. При вирівнюванні тисків у надзолотниковій та підзолотниковій камерах золотник під дією пружини 11 повертається в нейтральне положення (зворотна перестановка золотника).

При відгальмовуванні зменшується струм у котушці електромагніту 8. Серце 7 під дією пружин піднімається. При цьому тиск у надзолотниковій камері падає, у той час як у підзолотниковій камері він дорівнює тиску в циліндрі гальма.

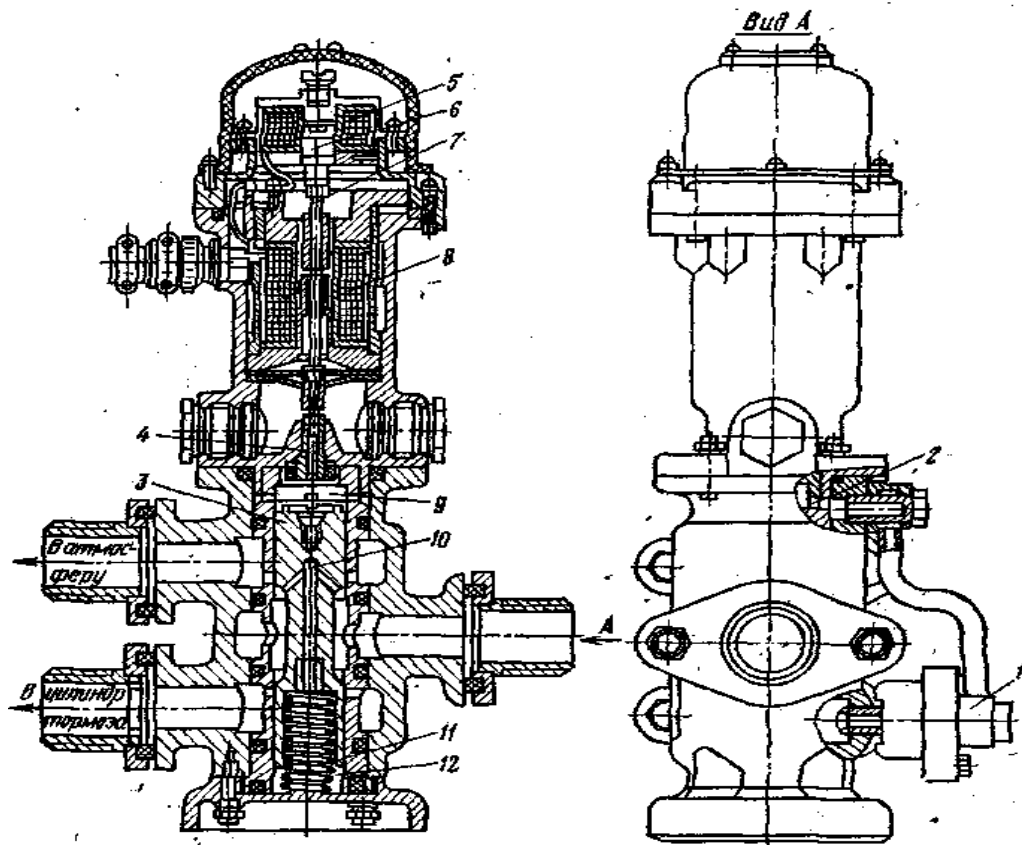


Рис. 69 - Регулятор тиску РДУ

Тому золотник піднімається, з'єднуючи циліндр з атмосферою (пряма перестановка). Із зменшення тиску в циліндрі зменшується тиск у підзолотниковій камері. При вирівнюванні тисків камер 9 і 12 золотник під дію своєї маси повертається в нейтральне положення (зворотна перестановка).

Електромагніт 5 призначений для забезпечення першого ступеня запобіжного гальмування.

При справному ланцюзі котушки електромагніту 8 котушка 5 обтікається струмом, і якорь 6 притягнутий. При обриві ланцюга котушки електромагніта 8 або зняття напруги сердечник 7 піднімається. При цьому золотник повинен був би піднятися, з'єднавши циліндр гальма з атмосферою, але знеструмлена котушка 5 відпускає якорь 6, який під дією пружини, опускаючись, притискає сердечник 7, що перекриває отвір сопла 4.

У гальмівній системі з пневматичним вантажним приводом гальма (рис.70) при робочому гальмуванні стиснене повітря від повітрозбірника через регулятор РДУ по трубках 2, 3 і 4 надходить в циліндр робочого 5 гальма приводу заклиненого барабана. Електромагніт механізму перестановки МПІ при нормальній роботі клапанів знеструмлене, тому стиснене повітря від регулятора РДУ через клапан 6 трубками 3, 7 і 8 надходить також і в циліндр робочого 9 гальма приводу переставного барабана. При гальмуванні повітря з циліндрів у зворотній послідовності проходить через РДУ і глушник 10 в атмосферу.

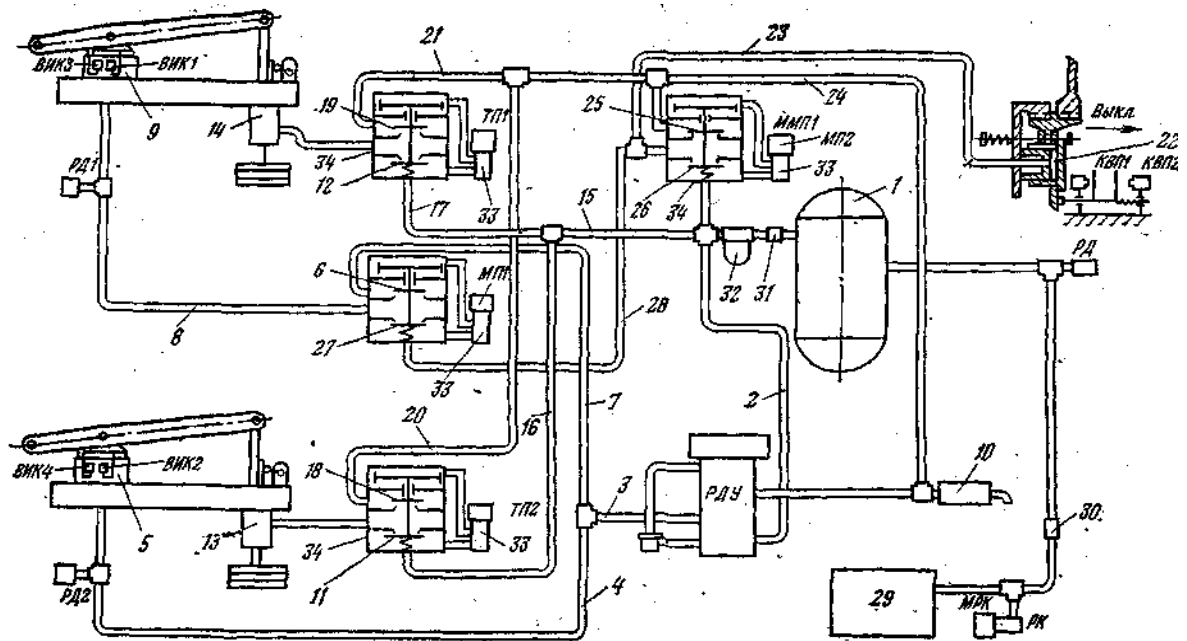


Рис.70 - Гальмівна система з пневматичним вантажним приводом гальма та з регулятором РДУ

При нормальній роботі машини на електромагніти ТП1 і ТП2 запобіжного гальма представлена напруга, тому клапани 11 і 12, з'єднуючи циліндри запобіжного гальмування 13 і 14 трубками 15-16 і 15-17 з повітрязбірником, їх роз'єднують з атмосферою. При запобіжному гальмуванні електромагніти ТП1 і ТП2 знеструмлені і стиснене повітря через клапани 18 і 19 трубками 20 і 21 виходить з циліндрів 13 і 14.

Циліндри механізму 22 перестановки при нормальній роботі машини по трубках 23 і 24 пов'язані з атмосферою, так як електромагніт МП2 знеструмлений і клапан 25 відкритий. При необхідності перестановки барабанів подається напруга на електромагніти МП1 та МП2 та знеструмлюється електромагніт ТП1. При цьому клапаном 6 циліндр 9 робочого гальма приводу переставного барабана відключений від регулятора РДУ і стиснене повітря з повітрязбірника надходить послідовно через клапани 26 і 27 по трубках 28 і 8 в циліндр переставного 9 барабана і через клапан 26 по трубці 23 в циліндри механізму перестановки, а з циліндра запобіжного гальмування через 14 клапан 19 по трубках 21 і 24 повітря виходить в атмосферу. Таким чином, переставний барабан припинено, а циліндр 5 керується регулятором РДУ, як і при нормальній роботі. Крім описаного на рис. 69 показані: ВІК1 та ВІК2 - вимикачі зносу колодок; ВІК3 та ВІК4 – вимикачі подачі запобіжного сигналу при максимально допустимому зносі колодок; РД - реле тиску, що включає компресор 29 при зниженні тиску в повітрязбірнику нижчий від допустимого; РД1 та РД2 — реле, які контролюють тиск у циліндрах робочого гальмування; КВП1 та КВП2 - вимикачі, які контролюють положення механізму перестановки; МРК - електромагніт розвантажувального клапана РК, що розвантажує компресор 29 при пуску його; 30 - зворотний клапан; 31 - фільтр; 32 - маслянка для змащування гальмівної системи; 33 - електропневматичні вентиля управління повітророзподільчими клапанами 34.

Гальмо з пружинним пневматичним вантажним приводом багатоканатних машин (рис. 71) здійснює чотири види гальмування: робоче регульоване та нерегульоване, запобіжне та екстрене запобіжне.

Регульоване робоче гальмування здійснюється з допомогою регулятора РДУ. При цьому електропневматичні клапани КП1 та КП2 запобіжні гальмування включені. Стиснене повітря надходить у зовнішній циліндр приводу і піднімає вантажі. При регульованому робочому гальмуванні повітря з внутрішнього циліндра проходить через електропневматичні клапани КР1, КР2 і РДУ в атмосферу.

При нерегульованому робочому гальмуванні - стопорінні на швидкості «дотяжки» (підйомний двигун постійного струму) регулятор РДУ постійно увімкнений і не заважає керуванню гальмом за допомогою клапанів КР1 та КР2, що для більшої надійності гальма дублюють один одного. При гальмуванні клапани КР1 і КР2 вимикаються, при цьому перекривається доступ повітря з водозбірника в циліндри робочого гальмування і відкривається шлях з циліндрів в атмосферу через вихлопні дросельні

пристрої клапанів.

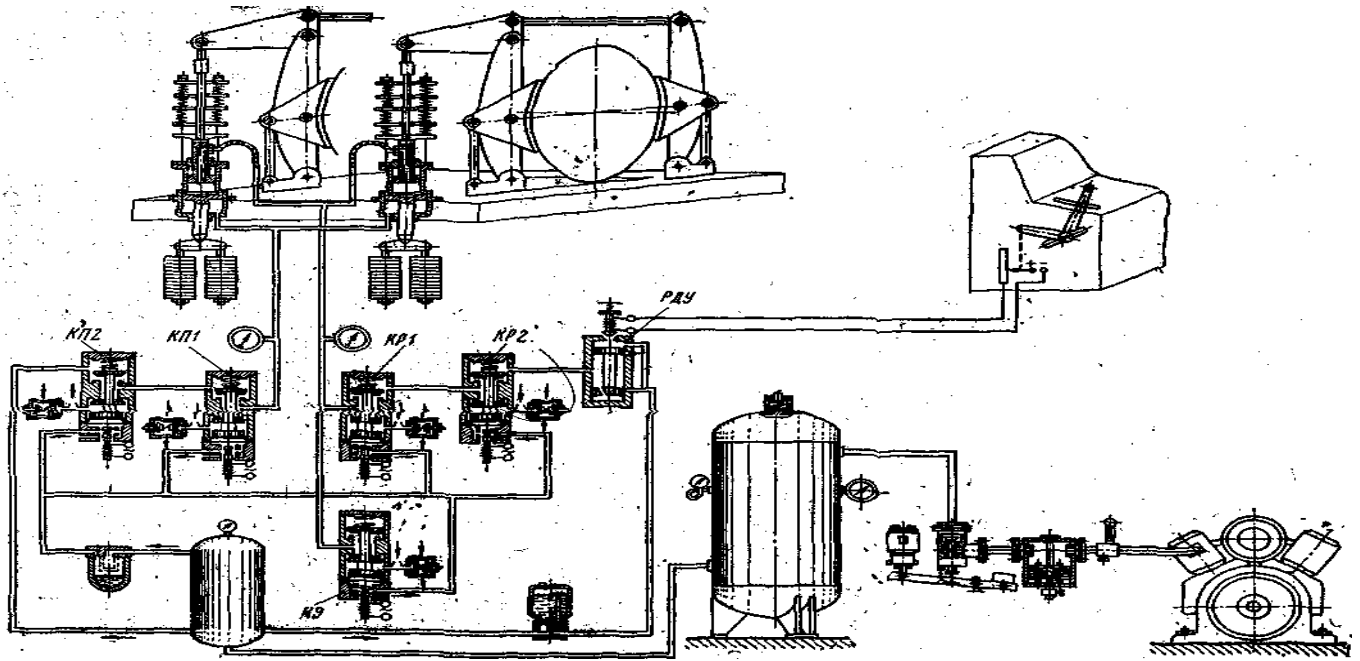


Рис.71 - Гальмівна система багатоканатної підйомної машини із пружинним вантажним приводом гальма

Запобіжне гальмування відбувається при відключенні всіх клапанів, крім клапана екстреного гальмування КЕ. При перепідйом відключаються всі клапани, причому завдяки виходу повітря через клапан КЕ шлях гальмування буде найменшим.

ПТЕ пред'являють такі вимоги до гальм підйомних установок.

1 Гальмівний момент повинен бути не менше триразового статичного моменту навантаження під час підйому або спуску розрахункового для машини вантажу:

$$M_t \geq 3M_{ст\max} \quad (172)$$

Значення $M_{ст\max}$ визначають за навантажувальними діаграмами, причому при органах навивки постійного радіусу максимальне статичне зусилля $F_{ст\max}$ (маючи у вигляді, що $M_{ст\max} = F_{ст\max}$) можна визначити за формулами (84) та (101) з урахуванням особливостей, зазначених у формулі (98) для перекидних судин. Динамічна складова m_n а у розрахунку не бере участі. Значення пройденого шляху приймається $h_x = 0$ при $q = 0$ та $(q - p) \leq 0$; $h_x = H$ при $(q - p) > 0$. При біциліндроконічних барабанах $M_{ст\max}$ визначається за формулою (128) для моменту закінчення навивки каната, що піднімається, на конус, коли $R_{п} = R_{про} = R_{бц}$; $h_{хп} = h_{м.ц} + h_{к.с}$; $h_{хо} = h'_{б.ц}$ і для закінчення звивки каната, що опускається, з конуса, коли:

$R_{п} = R_{бц}$; $h_{хп} = h_{м.ц} + h_{к.с} + h_{бц}$; $R_{про} = R_{м.ц}$; $h_{хо} = h_{бц} + h_{к.с}$; Тут $h_{бц}$ - Довжина каната, звитого з великого циліндра до розглянутого моменту; $h'_{б.ц}$ - те ж, навитого.

2 При перестановці барабанів гальмівний пристрій повинен розвивати на одному обіді гальмівний момент (Н·м), що дорівнює не менше 1,2 статичного моменту однієї області каната, що створюється вагою підйомної судини та каната:

при підйомі з циліндричними барабанами

$$M'_m \geq 1,2M'_{ст} = 1,2g(Q_c + pH) \frac{D_{б.ц}}{2} \quad (173)$$

при підйомі з біциліндроконічними барабанами

$$M'_m \geq 1,2g[Q_c + p(H - h_{м.ц} - h_{к.с})] \frac{D_{б.ц}}{2} \quad (174)$$

де $h_{м.ц}$ і $h_{к.с}$ - Довжина навитого каната відповідно на малому циліндрі і конусі; $D_{б.ц}$ - діаметр великого циліндра.

3 При включенні запобіжного гальмування має бути забезпечене уповільнення системи $a_T \geq 1,5$ м/с² при спуску розрахункового вантажу та $a_m \geq 5$ м/с² під час підйому розрахункового вантажу:

при постійному радіусі навивки уповільнення (м/с²)

$$a_m = \frac{F_t \pm F_{ctmax}}{m_n \frac{D_0}{2}} \quad (175)$$

при змінному радіусі навивки кутове уповільнення (рад/с²) барабанів

$$\varepsilon_m = \frac{M_t \pm M_{ctmax}}{j} \quad (176)$$

де m_n і j — відповідно наведена маса до кола навивки каната і наведений до осі звернення органів навивки момент інерції підйомної установки, які рухаються.

Перед другим доданком чисельника у виразах (175) і (176) знак плюс приймається під час підйому вантажу і знак при спуску.

4 У установках з шківми тертя уповільнення, створюване робочим або запобіжним гальмуванням, не повинно перевищувати величини, обумовленої можливістю прослизання каната на шківі.

Найбільш можливе ковзання каната в режимі гальмування при спуску вантажу Q_n : уповільнення при цьому визначається на підставі формули (111).

Величину уповільнення, обчислену за формулою (175), для установок з шківми тертя необхідно перевірити на спуску вантажу за формулою (111), причому $a_T \leq a_{3max}$

Гальмівний момент (Н·м), що створюється за допомогою двох пар гальмівних колодок,

$$M_T = 2 \cdot n \cdot g \cdot Q_{т.г.} \cdot i \cdot f \cdot \eta \cdot R_T \quad (177)$$

де n - кількість гальмівних приводів; $Q_{п.р.}$ - маса гальмівного вантажу; i - передатне відношення важелів гальма; f - коефіцієнт тертя між колодками та ободом; $f = 0,35$ для дерев'яних та $f = 0,3$ для прес-масових колодок; $\eta = 0,90$ - к. п. д. важільної системи гальма; R_T - радіус гальмівного обода.

При виконавчому органі з поступальним переміщенням колодок (див. рис. 65) та двох приводах,

$$M_T = 4gQ_{Tz} \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} f \eta R_T \quad (178)$$

Підставляючи у формулу (177) максимальне значення гальмівного моменту ПТЕ і вирішуючи отримані рівняння щодо $Q_{т.г.}$, знаходять необхідну масу гальмівного вантажу, який задовольняє вимогам ПТЕ щодо запобіжного гальмування.

Гальмівний момент, що створюється поршнем циліндра робочого гальмування гальма НКМЕ (див. рис. 65),

$$M_{TP} = 4n \frac{\pi D_T^2}{4} p_B \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} f \eta R_T \quad (179)$$

де $D_{т.г.}$ - діаметр поршня циліндра робочого гальмування; p_B - тиск у циліндрі робочого гальмування.

4.1 3.5 Вказівники глибини та скоростемери

Покажчики глибини, які вказують місцезнаходження підйомних судин у стовбурі у будь-який момент підйомної операції, бувають механічні та електричні.

Механічні покажчики глибини колонкового типу безпосередньо пов'язані з валом підйомної машини. Через приводний вал і систему зубчастих передач покажчика глибини звернення передається від корінного валу двом вертикальним гвинтам із встановленими на них гайками.

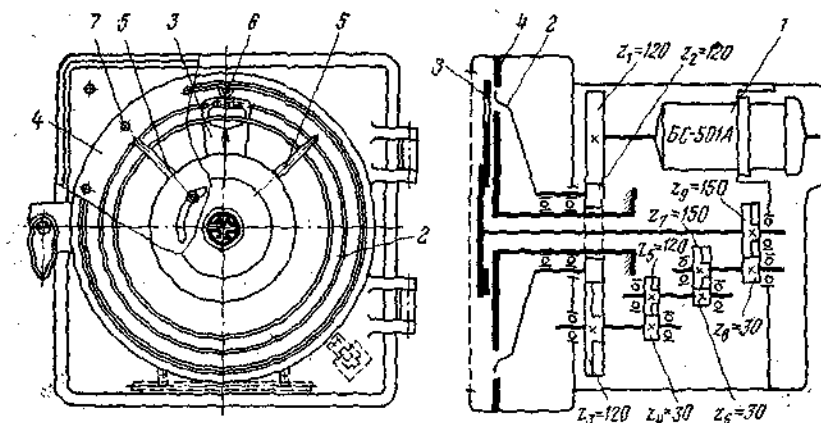


Рис. 72 - Покажчик глибини УГС-4

Напрямки обертання гвинтів протилежні, відчай одна гайка переміщається вгору, а інша вниз. При цьому стрілки, укріплені на гайках, вказують на шкалі місце перебування судин у стволі. Механічні показчики глибини не забезпечують точних вказівок і тому зараз вони не виготовляються.

Електричні показчики глибини немає механічного зв'язку з корінним валом підйомної машини. Вони забезпечують високу точність визначення місця перебування судини у стовбурі. Застосування отримали сільсинові показчики глибини, встановлені на пульті управління.

У сільсинному показчику глибини УГС-4 (рис. 72) сигнал від сільсина-датчика, механічно пов'язаного з валом підйомної машини, надходить на сільсин-приймач 1. Останній передає звернення кільцевій шкалі точного відліку 2 через пару шестерень z_1 і z_2 з ставленням 1:1. Через систему шестерень $z_1 - z_9$ з передавальним ставленням 1:100 звернення передається також візиру грубого звіту 3. Кінцевим та іншим контрольованим положенням судин відповідає збіг міток на візирі, кільцевій та нерухомій 4 шкалах. Мітки наносять кольоровими олівцями. Візир грубого звіту за цикл підйому виробляє трохи більше одного обороту, а кільцева шкала точного відліку — трохи більше 100 оборотів. З візиром пов'язані дві стрілки 5, що дозволяють спостерігати початок переходу машини на уповільнення. Контрольна лампа сигналізує 6 про останній оборот шкали точного відліку. По колу шкали встановлені лампи підсвічування 7.

Для забезпечення в необхідних випадках роздільного показання положення правої та лівої судин на пультах управління двобарабанных машин та машин з розрізним барабаном є два показчики глибини з приводом відповідно від заклиненого та переставного барабана (від переставної частини барабана).

Скоростеміри показують величину швидкості будь-якої миті руху підйомних судин і записують діаграму зміни її.

Скоростеміри бувають механічні, що мають безпосередній зв'язок з корінним валом підйомної машини, та електричні, що не мають такого зв'язку.

На підйомних машинах старих випусків застосовують механічні ртутно-поплавкові скоростемери СШ-1. Від корінного валу підйомної машини через ременну передачу наводиться у звернення система трьох з'єднаних між собою трубок, в яких вміщена ртуть. Відцентровими силами ртуть витісняється із середньої трубки в крайні. При цьому поплавець, який знаходиться в середній трубці, через систему важелів надає руху стрілку приладу і перо записуючого пристрою. Останнє повертає на папір діаграму швидкості підйому. Скоростеміри СШ-1 недостатньо чутливі до невеликих швидкостей, мають ненадійну ременну передачу. До певної міри ці недоліки усувалися заміною ртутного приводу скоростемера сільсинним. Однак скоростеміри СШ-1 не відповідають вимогам автоматизації підйомних установок і тому їх виготовлення припинено.

На пультах управління сучасних підйомних машин встановлюють електричні скоростемери, в якості яких застосовують вольтметри, що самопишуть. Вольтметр отримує живлення від вимірювального тахогенератора. Так як тахогенератор обертається від корінного валу підйомної машини, його е. д. с. пропорційна відповідній дійсності швидкості підйому.

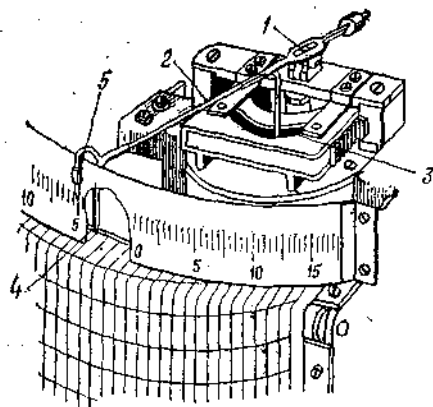


Рис. 73 - Електричний скоростемір

Тому шкала вольтметра відградуирована в м/с. Вісь рухомої частини вимірювального приладу (рис. 73) з'єднана з важелем 1, до якого прикріплена металева трубка 2. Один кінець трубки опущений в чорнильницю 3, а на іншому кінці посаджений капіляр 4 стрілки 5. Стрілка показує величину швидкості

в м/с, а записує на паперовій стрічці діаграму швидкості в процесі запису стрічка за допомогою стрічкопротяжного механізму рівномірно перемотується на приймальну касету.

4.13.6 Апарати програмованого управління та захисту

Апарат завдання та контролю ходу АЗК призначений для керування підйомними машинами та контролю їх роботи.

Апарат виконує такі функції: видає імпульси контрольованих точках шляху руху підйомних судин для відповідних перемикачів у схемі автоматичного керування; задає програму ходу підйомної машини на максимальній та зниженій швидкостях; здійснює контроль фактичної швидкості у всіх періодах руху; перетворює обертання валу підйомної машини електричні імпульси для вимірювання шляху сельсинними показниками глибини; забезпечує захист від перепідйому; здійснює коригування елементів апарату відповідно до положення підйомних судин у стовбурі при перестановці барабанів, при прослизуванні канатів щодо багатоканатного шківа тертя; компенсує помилки при витяжці каната та зносі футерування; контролює цілісність кінематичних ланцюгів від підйомної машини та своїх власних.

Апарат має симетричну конструкцію із роздільною незалежною синхронізацією своїх обох частин.

При такій схемі одна частина апарату в процесі перестановки барабана синхронізується зі своєю судиною в стовбурі, при витяжці каната і зносу футерування барабана відбувається синхронізації кожної частини апарату окремо, при багатоканатних установках обидві частини апарату синхронізуються також окремо.

Апарат безпосередньо належить до корінного валу машини з боку або редуктора барабана за допомогою валу, що передає.

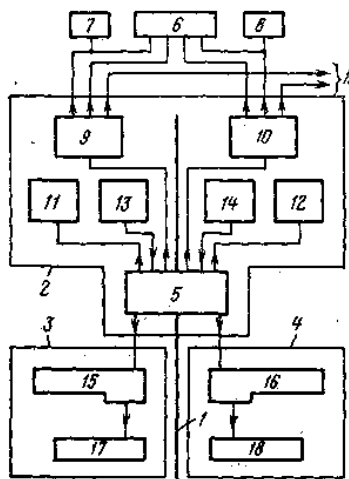


Рис. 74 - Структурна схема АЗК-1:

1 – вхідний вал; 2 – шафа з приводом апарату; 3 та 4 – блоки програмування БМП-1 та БПП-1; 5 – редуктор приводу апарату; 6 – обмежувач швидкості ЕОС-2; 7 та 8 – реле контролю обертання РКВ-1; 9 та 10 – блоки сельсін-датчиків та тахогенераторів; 11 та 12 – блоки поверхових вимикачів; 13 і 14 – коригувальні пристрої; 15 та 16 – редуктори програмних пристроїв; 17 та 18 – програмні пристрої; 19 – лінії зв'язку з показниками глибини

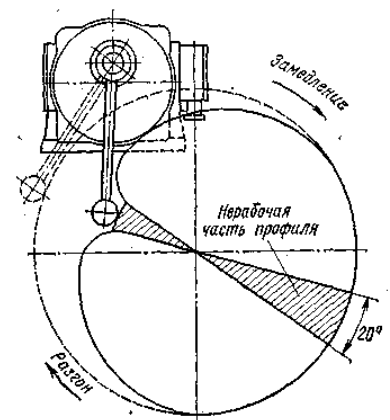


Рис. 75 - Профільований диск та сельсинний командоапарат програмного пристрою

Апарат АЗК-1 (рис. 74) складається з шафи з приводом, блоку програмування при роз'їздах на максимальній швидкості БПМ-1, блоку програмування при роз'їздах на зниженій швидкості БПП-1, двох реле контролю обіг РКВ-1 та електричного обмежувача швидкості ЕОС- 2.

Від редуктора приводу апарату звернення передається на вали блоків поверхових вимикачів, на блоки сельсинів-датчиків та тахогенераторів контролю звернення.

Поверховими вимикачами подаються імпульси в контрольованих точках шляху руху підйомних судин. У кожному блоці є 20 поверхових вимикачів, частина яких відпрацьовує при правому, а частина при лівому обігу вхідного валу АЗК. Поверховий вимикач, який спрацював, залишається увімкненим і повертається у вихідне положення при зворотному напрямку звернення вхідного валу АЗК; кожен поверховий вимикач має два контакти - замикаючий та розмикаючий.

У блоці сельсинів-датчиків та тахогенератора є два сельсина-датчики, один з яких служить датчиком шляху швидкості, а інший – для подачі сигналів сельсину-приймачу показчика глибини УГС-4. Тахогенератор подає сигнали на реле контролю цілісності АЗК. Коригувальні пристрої приводять у відповідність положення механізмів управління АЗК і сельсинових показчиків глибини з положенням судин у стовбурі. Корекція виробляється після встановлення підйомної судини на верхньому приймальному майданчику. Асинхронний двигун коректора для усунення впливу вибігу ротора з електромагнітним гальмом. Нормально двигун припинено. При корекції його розгальмовують, і обіг двигуна передається через систему передач на вихідний вал приводу АЗК.

Блоки програмування здійснюють регулювання прискорення та уповільнення підйомної машини при роз'їздах на максимальній (БПМ) та на зниженій (БПП) швидкостях. Блоки однакові за конструкцією і складаються з редуктора та програмного пристрою. Редуктор передає звернення до програмного пристрою, який включається електромагнітною муфтою тільки на періоди прискореного та уповільненого руху судин.

Програмний пристрій складається з двох профільованих дисків, двох команд сельсинів і чотирьох кінцевих мікровимикачів. Один профільований диск зі своїм командоапаратом задає програму під час руху вперед, а інший — під час руху назад, причому кожен диск профільований отже одна половина задає програму прискорення, а друга — уповільнення (рис 75) . Програмний пристрій включається електромагнітною муфтою від імпульсу поверхового чи вимикача від датчика в стовбурі, а відключається своїм кінцевим мікровимикачем.

Реле контролю обіг РКВ-1 призначене для контролю цілісності кінематичного ланцюга від валу підйомної машини до валу редуктора програмного пристрою. При несправності цього ланцюга реле відпрацьовує, викликаючи запобіжне гальмування.

Для захисту від перевищення швидкості у періоди прискореного, рівномірного та уповільненого руху в комплексі АЗК застосовано електричний обмежувач швидкості.

На підйомних машинах старих випусків, не обладнаних апаратами АЗК, застосовують регулятори підйому (рис. 76).

Вал 1 такого регулятора наводиться у зверненні від валу підйомної машини. Через зубчасту 2 і черв'ячну передачі 3 звернення передається на профільований диск 4 заклинені барабани підйомної машини , а через передачі 5, 6 і 7 - на такий же диск 8 переставного барабана. Розчіпний пристрій 9 дозволяє відключити профільований диск 8 при перестановці барабана. Сельсини-датчики 10 показчика глибини наводяться в обертання безпосередньо від черв'ячного валу регулятора, як показано на рис 76 або через передачу, що прискорює.

На кожному диску закріплені контрольні профілі 11. Профільовані диски обертаються під час ходи «Вперед» в одному напрямку, при ході «Назад» - у протилежному. Положення підйомних судин у стовбурі відповідає певний кут повороту дисків.

Від контролюючих профілів наводяться: кінцеві вимикачі подачі імпульсу на відключення підйомного двигуна в кінці уповільненого руху; кінцеві вимикачі захисту від перепідйому; регулятори обмеження швидкості РОС-5914 (РОС-5912) для захисту від перевищення заданої швидкості при рівномірному русі та уповільненні; сельсинний командоапарат автоматичного керування, що є датчиком заданої швидкості в період уповільнення (при асинхронному приводі); сельсинові командоапарати програмного регулювання ходу (при двигунах постійного струму).

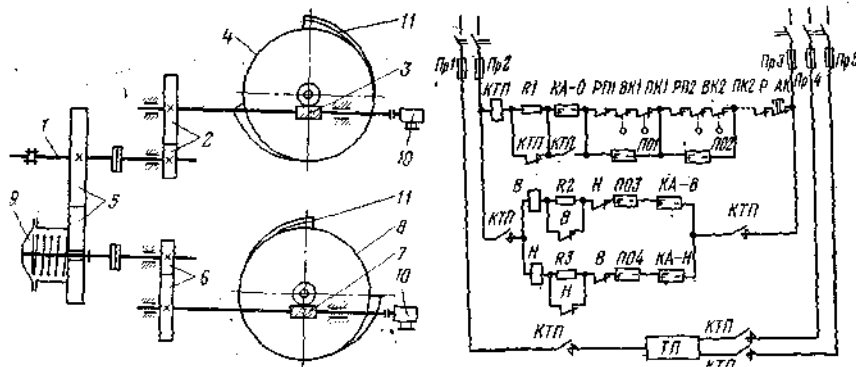


Рис. 76 - Схема регулятора підйому Рис. 77 - Ланцюг захисту

Регулятор підйому з блокуванням увімкнення та вимкнення розчіпного пристрою профільованого диска переставного барабана.

Апарати захисту необхідні для запобігання аваріям підйомних зупинок. Ці апарати, у разі неприпустимих відхилень контрольованих ними параметрів від заданих значень, вводять у запобіжний гальмо з одночасним вимкненням підйомного двигуна. Включення запобіжного гальма при цьому здійснюється розривом ланцюга гальмівного електромагніту, а відключення двигуна - розривом ланцюга реверсора при асинхронному приводі головного ланцюга якоря в системі Г-Д. Розрив зазначених ланцюгів здійснюється контактами контактора запобіжного гальма.

Ланцюг зазначеного контактора з послідовно включеними контактами різних захисних апаратів називається ланцюгом захисту підйомної установки.

На рис. 77 показаний ланцюг захисту з контактором запобіжного гальма КТП і зв'язок її з ланцюгом реверсуючих контакторів В і Н (відповідно хід Вперед і Назад) і з ланцюгом гальмівного електромагніту ТП. Для спрощення цього ланцюга показана лише частина контактів апаратів захисту, інші види захисту умовно показані одним контактом Р, причому назви і значення цих видів захисту будуть вказані нижче.

Послідовно з котушкою контактора КТП запобіжного гальмування включений: резистор R1, що вводиться при включенні котушки КТП блоком-контактом (такі опори застосовуються при могутніх контакторах); контакт КА-0 командоапарата, замкнутий в нейтральному положенні останнього, призначений для блокування, яке вимикає розгальмовування машини запобіжним гальмом при неповерненій рукоятці управління двигуном в середнє положення післядії запобіжного гальма і шунтований блоком-контактом КТП при виведенні; контакти РП1, ВК1, РП2 та ВК2 безконтактних та механічних кінцевих вимикачів, встановлених на копрі та в апараті завдання та контролю ходу для кожної підйомної судини, що розмикаються при перепідйомі судин; ПК1 та ПК2 вимикачів захисту від провисання канатів; контакти ПО1 і ПО2 обхідних перемикачів, шунтуючі контакти РП1, ВК1, РП2, ВК2, ПК1, ПК2 для відновлення ланцюга захисту при ліквідації перепідйому і напуску каната, причому блоки-контакти ПО3 і ПО4 обхідних перемикачів включені в ланцюг, яке вимикає рух машини у бік посилення перепідйому, а також включення підйомного двигуна після ліквідації перепідйому при неповерненому у вихідне положення обхідному перемикачі; аварійна кнопка АК – для розриву ланцюга захисту машиністом. На схемі показані плавкі запобіжники Пр1...Пр5. Підйомна система забезпечена також такими видами захисту: від перевищення максимальної швидкості, що забезпечується двома незалежними обмежувачами швидкості; від обриву ланцюгів електричного обмежувача швидкості; від неприпустимого зношування гальмівних колодок; від перевищення вдвічі проти розрахункового періоду розгону та уповільнення; від зниження тиску в циліндрах робочого та запобіжного гальм; від зворотного ходу машини, якщо в автоматичному режимі вона піде у бік, від протилежної отриманій команди; від неповне розгальмовування машини робочим гальмом; від випадкового виходу із зачеплення муфти механізму перестановки барабанів; від неприпустимого навантаження одного з двигунів при дворуховому приводі; від пошкодження затвора дозатора при його випадковому відкритті під час руху скіпів; від включення машини у ремонтах; від роботи в автоматичному режимі одним двигуном; максимальним гумінним захистом підйомного двигуна, джерел постійного та змінного струму; нульовим захистом підйомного двигуна.

При розриві ланцюга контактом Р будь-який із зазначених захистів контактор КТП

знеструмлюється і розриває свої контакти в ланцюзі реверсуючих контактів і Н і в ланцюзі електромагніту ТП запобіжного гальма. У схемах управління підйомними установками передбачені захисні блокування: забезпечує витримку часу при перемиканнях реверсуючих контактів В і Н і контактора динамічного гальмування (дугове блокування); відключає масляні вимикачі при відкритті огороження осередків роз'єднувачів і реверсора високовольтного розподільного пристрою; виключає можливість зняття запобіжного гальма, якщо машина не загальмована робочим гальмом і рукоятка управління двигуном не в нульовому положенні; що перешкоджає включенню приводного двигуна при накладеному запобіжному гальмі; не допускає

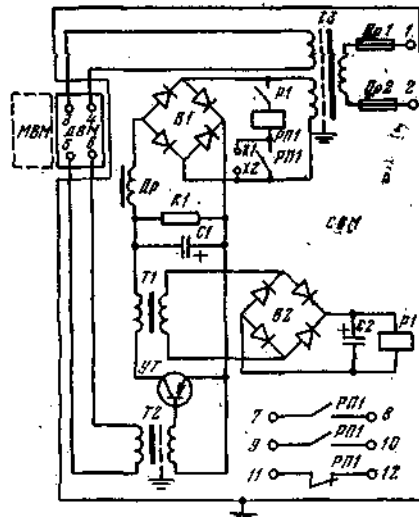


Рис .78 - Кінцевий вимикач ВМ

включення двигуна при закороченому роторі; забезпечує послідовне включення контакторів прискорення; що не допускає зняття запобіжного гальма, якщо переставний барабан знаходиться в неповному зачепленні із заклиненою; перешкоджає роботі підйому при відкритому затворі дозатора.

Передбачені також блокування, що забезпечують надійну роботу пристроїв та ланцюгів сигналізації.

Кінцеві вимикачі, які служать для запобігання перепідйому судин, бувають контактні та безконтактні. Контактні вимикачі встановлюють в апараті завдання та контролю ходу, а їх контакти включені безпосередньо в ланцюг захисту. Безконтактні кінцеві вимикачі встановлюють на копрі. Найбільшого застосування отримали магнітні вимикачі ВМ.

Безконтактні магнітні кінцеві вимикачі ВМ (рис. 78) складаються з постійного магніту MBM, закріпленого на підйомній посудині, датчика ДВМ на копрі та станції управління СВМ, розташованої в будинку підйомної машини.

Датчик ДВМ є чутливим елементом, який реагує на зміну зовнішнього магнітного поля. Ланцюг датчика іскробезпечний.

Станція СОМ є транзисторним підсилювачем змінного струму, на виході якого включене електромагнітне реле. Контакт цього реле знаходиться в ланцюзі захисту.

При подачі живлення на затискачі 1 та 2 трансформатори Т3 з'являється напруга на затискачах 3 та 4 датчика ДВМ. Датчик із затискачів 5 і 6 видає вихідний сигнал, який через трансформатор Т2, транзисторний підсилювач УТ і трансформатор Т1 надходить на випрямляч В2 і потім на реле проміжне Р1. Останнє замкне контакт Р1 у цій реле РП1, що, у свою чергу, забороняє контакт РП1 (затискачі 7-8) у ланцюзі захисту. При проходженні магніту MBM поблизу датчика ДВМ вихідний сигнал останнього знижується до величини, меншої за поріг чутливості підсилювача УТ. Струм у реле Р1 знижується до нуля, через що, розімкнеться контакт Р1 в ланцюзі реле РП1. У зв'язку з цим контакт РП1 у ланцюзі захисту розімкнеться. Контакти РП1 (затискачі 7-8, 9-10, 11-12) та перемикач Х1 - Х2 дозволяють розширити сферу застосування вимикача при автоматизації підйомних установок. На рис. 78 також показані: В1 - випрямляч, що живить транзисторний підсилювач УТ; R1 - резистор, який створює постійне навантаження на випрямляч В2; ДР - дросель і конденсатор С1, що утворюють фільтр згладжування пульсації ланцюга транзисторного підсилювача УТ; для цієї ж мети призначений

конденсатор С2; Пр1 і Пр2 - плавкі запобіжники.

Високочастотні вимикачі безконтактні ВБВ працюють на принципі зриву коливань генератора високої частоти шляхом екранування його контуру. Екраном є корпус чи підйомної судини спеціальна металева пластина, закріплена на ньому. При наближенні металевої маси до датчика на відстань 80 ... 100 мм коливання в генераторі зриваються у зв'язку зі зміною умов генерації, і виконавче реле, знеструмивши, своїми контактами викликає включення запобіжного гальма та відключення підйомного двигуна.

Кінцеві вимикачі є надійним захистом від перепідйому при певних граничних швидкостях судини, тому ПБ при максимальній швидкості вище 3 м/с для діючих і вище 2 м/с для підйомів, що знову монтуються, застосовують апарати контролю швидкості підходу судин до приймальних майданчиків.

Обмежувачі швидкості необхідні для того, щоб не допускати перевищення максимальної швидкості понад 15 % порівняно з розрахунковою та підходу підйомної судини до верхнього приймального майданчика зі швидкістю понад 1,5 м/с при транспортуванні вантажів 1 м/с при спуску – підйомі людей. Обмежувачі швидкості засновані на принципі порівняння із заданою відповідної дійсності швидкостей підйому.

В електричному обмежувачі швидкості з апаратами РОС (рис. 79 а) застосований тахометричний генератор ТГ постійного струму з незалежною обмоткою збудження ОВ, що обертається від підйомного двигуна ПД. Цей генератор є джерелом сигналів дійсності швидкості підйому. У зовнішньому ланцюгу генератора ТГ включені реле контролю швидкості РКС, реле справності цього ланцюга РКЦ, нерегульований резистор R3, реостати R1 і R2 відповідно для ходу Вперед і Назад і вентилі В1 і В2, необхідні для почергового включення реостатів R1 і R2.

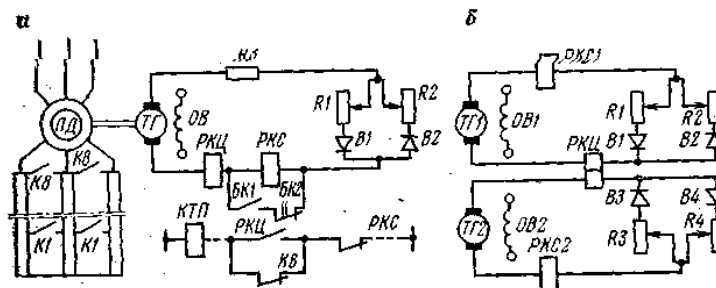


Рис. 79 - Електричні обмежувачі швидкості з апаратами РОС

Опір реостатів R1 та R2 залежно від пройденого судинами шляху змінюється в період уповільненого руху за допомогою контролюючого профілю на профільованому диску. Зміна опору реостатів R1 і R2 необхідно для підтримки за весь період руху судин постійного за величиною струму зовнішнього ланцюга генератора ТГ за умови дотримання розрахункової діаграми швидкості.

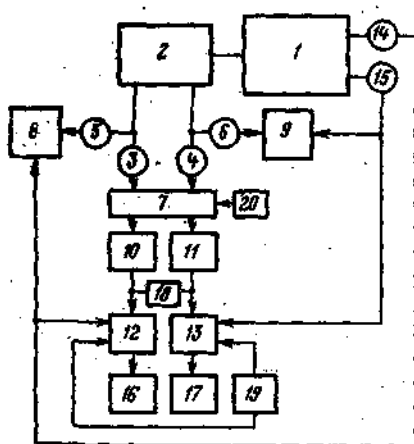
При максимальній швидкості підйому в котушці реле РКС протікає струм, величина якого встановлюється номінальною е.р.с. тахогенератора ТГ і сумарним опором його якоря, котушок реле РКЦ і РКС, резистора R3 і повністю введеним опором реостату R1 чи R2. При перевищенні встановленої максимальної швидкості на 15% у зв'язку із збільшенням е.р.с. генератора, а отже, і струму в його ланцюгу, реле РКС розриває свій контакт у ланцюгу контактора КТП (ланцюг захисту), машина загальмовується запобіжним гальмом, а двигун ПД відключається від мережі.

У період уповільненого руху відбувається пропорційно руху швидкості зменшення е.р.с. генератора ТГ, але одночасно профільований диск, діючи на повзунок реостату R1 (R2) підтримується приблизно постійною і менше струму втягування сердечника реле РКС. При неприпустимому перевищенні швидкості струм у ланцюзі реле РКС збільшується і контакт розриває ланцюг захисту.

Якщо швидкість транспортування вантажу більша за швидкість спуску – підйому людей, то остання контролюється за допомогою реле людської швидкості (на рис. 79 , а не показаний), включеного послідовно з реле РКС, але налаштованого на менший струм, ніж реле РКС. Контакт реле людської швидкості в ланцюзі захисту під час подачі сигналу про транспортування вантажу шунтується.

При уповільненні чутливість обмежувача швидкості зменшується, так як при низькій швидкості не досягається точне регулювання, і обмежувач може спрацювати. Тому в міру зменшення швидкості опір реостату R1 (R2) зменшується так, щоб у ланцюзі генератора ТГ став дещо меншим у порівнянні зі струмом при рівномірному русі. Невиключний резистор R3 необхідний зменшення нечутливості схеми

Передатне відношення редуктора 2 забезпечує поворот роторів сельсин-датчиків на $50...70^\circ$ за період розгону підйомної машини. Поблизу приймальних майданчиків, де обмежувач швидкості контролює мінімальну швидкість, напруга на затискачах обмоток синхронізації; Сельсин повинен бути близьким до нуля. У міру віддалення судин від приймальних майданчиків ця напруга зростає пропорційно до контрольованої швидкості. Вихідна напруга сельсина-датчика моделюється діодно-функціональними перетворювачами 10 і 11, що здійснюють завдання швидкості за необхідним законом і зміна величини, що задається, у необхідних межах. Вихідна напруга перетворювачів 10 і 11 подається на блоки порівняння 12 і 13. На блоки порівняння подається також напруга від тахогенераторів 12 і 13, пропорційне дійсній швидкості. При перевищенні цієї швидкості над заданою блоках 12 і 13 зникає сигнал, який надходить на вхід виконавчих блоків 10 і 11, чому вихідне реле розмикає свій контакт в ланцюзі захисту. Блок 18 контролює справність функціональних блоків 10 та 11, а блок 19 призначений для періодичної перевірки справності каналів.



Коли один з підйомних судин знаходиться поблизу приймального майданчика, напруга в обмотці

синхронізації відповідного сельсина (наприклад 3) близько до нуля, порушення іншого його сельсина 4 відключений дорожнім вимикачем 7. Величина контрольованої швидкості визначається напругою узгоджуючого елемента блоку моделювання, який мінімальним значенням на затискачах обмотки синхронізованого сельсина-датчика 3 зростає пропорційно контрольованої швидкості і при повороті ротора його на $50...70^\circ$ дорожній вимикач відключить порушення сельсина в момент закінчення прискореного руху і включить на вхід блоку моделювання постійне напруження уставки 20 максимальну швидкість. На початку уповільнення дорожній вимикач відключить постійну напругу і включить обмотку збудження сельсина-датчика 4, ротор якого в цій точці виставлений на кут $50...70^\circ$. У міру наближення судини до приймального майданчика напруга на затискачах обмотки синхронізації поблизу майданчика стане близьким до нуля, який відповідає мінімальній контрольованій швидкості. При зворотному русі судин робота пристрою аналогічна.

4.13.7 Схема керування

Управління підйомними установками може бути автоматичне, напівавтоматичне, дистанційне, місцеве.

В автоматичному режимі керування здійснюється без участі машиніста підйому (оператора); при напівавтоматичному управлінні машиніст дає команду початку підйомного циклу і іноді — виконання деяких заключних операцій, інші операції виконуються без участі; дистанційне управління здійснюється з пульта, встановленого на приймальному майданчику, чи кліті (ліфтове управління); місцеве управління виробляється машиністом підйому.

Автоматизація кліткових установок порівняно зі скіповими представляє складніше завдання внаслідок різноманітності режимів роботи, широкого зміни навантаження, необхідності маневрів біля приймальних майданчиків тощо. Тому при автоматизації кліткових установок не передбачається усунення машиніста, а ціль підвищення безпеки і надійності роботи підйому, поліпшення умов роботи машиніста.

Повна автоматизація передбачає автоматичне виконання всіх періодів діаграми швидкості. Вибір методу автоматизації окремі періоди діаграми швидкості визначається, переважно, діаграмою зусиль.

У період розгону за позитивних зусиль потрібно руховий режим роботи приводу. Система автоматичного управління має забезпечувати заданий закон зміни швидкості підйомних судин. При асинхронних двигунах з металевим реостатом в ланцюзі ротора з різних способів автоматизації періоду прискореного руху найбільше застосування має пуск струму з додатковою витримкою за часом.

Рівномірний рух при роботі двигуна на природній характеристиці забезпечується без використання засобів автоматики, однак у гальмівному режимі при спуску вантажу та в період рівномірного руху потрібно використання автоматичних пристроїв.

Найбільш важким для автоматизації є період уповільнення та дотягування, що пояснюється необхідністю точного підходу судин до кінцевих пунктів шляху, значними змінами навантаження, а також м'якістю штучних характеристик асинхронного приводу.

При позитивних зусиллях у період уповільнення застосовується руховий режим, при негативних - гальмівний. Найбільшу складність є автоматизація уповільнення при негативних зусиллях. Гальмування при асинхронному приводі може бути електродинамічний, за допомогою струмів зниженої частоти, механічний (гальмом), динамічний рекуперативний із застосуванням каскадних схем. Автоматичне керування в періоди уповільнення та дотягування потребує застосування складних пристроїв автоматизації.

Привід постійного струму в порівнянні з асинхронним має найкращі регульовальні властивості завдяки твердим характеристикам двигуна. Автоматичне управління приводом постійного струму може здійснюватися одними й тими самими засобами в усі періоди діаграми швидкості як із позитивних, і при негативних зусиллях.

Взаємозв'язок приводу, апаратів керування та захисту встановлюється за схемою керування підйомною машиною. Одна з таких схем управління підйомною установкою з асинхронним приводом і автоматизацією періоду прискореного руху показана на рис. 81.

Для полегшення читання схем виділені наступні ланцюги.

Ланцюг (1) високовольтного розподільчого пристрою, в який входять два роз'єднувачі Р1 і Р2 робочого та резервного високовольтних кабелів, масляний вимикач ВМ з трансформаторами струму ТТ1...ТТ4 та трансформатором напруги ТН. Від трансформаторів ТТ1 ... ТТ4 живляться котушки

максимальних реле РМ1 і РМ2 вимикачі ВМ, гугенне реле прискорення РТУ та амперметр А. Від трансформатора ТН живляться нульова котушка НК вимикача ВМ, вольтметр В, зелена ЛЗ та червона ЛК сигнальні лампи, які вказують відповідно вимикання та включення вимикача ВМ. У ланцюзі котушки НК є контакт АК ножної аварійної кнопки та контакт БР блокування, яке відключає вимикач ВМ при відкриванні дверей реверсора.

Силовий ланцюг (2) підйомного двигуна ПД складається з контактів (Вперед) і Н (Назад) реверсора. У ланцюг ротора двигуна ПД включені ящики опору R, щаблі якого шунтуються за допомогою контактів К1 - К8 контакторів прискорення.

Ланцюг (3) джерел постійного струму з перемикачем ПП - генератори Г1 та Г2 з обмотками збудження 0ВГ1 та 0ВГ2 та настановними резисторами R13 та R15.

Від джерела постійного струму живляться ланцюги: (4) - захисту-контактора КТП; (5) - котушок В і Н контакторів реверсора з контактами командоапарату КА2 та КА3; (6) - котушок К1-К8 контакторів прискорення з контактами командоапарату КА4 - КА8; (7) - реле РДБ дугового блокування; (8) - котушок РУ1 - РУ8 реле часу; (9) - котушки реле РШ, необхідного для шунтування в ланцюзі захисту в період розгону машини контакту РКЦ реле контролю ланцюга електричного обмежувача швидкості з контактами БК1 і БК2, керованими від важеля електричного обмежувача швидкості; (10) - обмотки збудження ОВТГ тахогенератора ТГ електричного обмежувача швидкості, в ланцюги якого послідовно включені реле РЛС, яке контролює швидкість при транспортуванні людей, реле РКЦ контролю ланцюга електричного обмежувача швидкості, реле РКС, яке контролює швидкість при транспортуванні вантажу, і реостати R16 R17 реле обмеження швидкості; (11) - котушки реле РП з контактами теплових реле ТР контролю температури підшипників.

Від шин змінного струму низької напруги 380 з робочим А4 і резервним А5 введеннями від трансформаторів власних потреб; через автомати А1 і А2 отримують живлення ланцюга: (12) - двигуна ДК гальмівного компресора з автоматичним контакторним пуском за допомогою реле тиску РД та електромагнітом МТК запірно-розвантажувального клапана, що розвантажує компресор при його пуску; (13) - двигунів ДН1 і ДН2 маслососів змащування (робочого та резервного) з контакторним пуском за допомогою кнопок; (14) — двигунів ДГ1 та ДГ2 генераторів постійного струму Г1 та Г2 з контакторним пуском за допомогою кнопок; (15) — електромагнітів ТР і ТП відповідно робочого та запобіжного гальм із включенням від контактора ланцюга захисту КТП; (16) - сигналізації; автомат А3 є резервним.

У ланцюзі захисту (4) - контактора КТП запобіжного гальма є такі контакти: КА1 - контакт, замкнений в нульовому положенні рукоятки управління командоапаратом КА; К8 - контактора останнього ступеня прискорення (6); РКЦ - реле контролю ланцюгів електричного обмежувача швидкості (10); РШ - шунтуючого реле (9); ПГЛ - перемикача «Вантаж-люди», замкнений тільки при транспортуванні вантажу; РЛС - реле контролю швидкості під час транспортування людей (10); РКС - реле контролю швидкості при транспортуванні вантажів (10); ВМ - масляного вимикача (1); РП1 та РП2, ВК1 та ВК2 — захисту від перепідйому відповідно безконтактних вимикачів на копрі та кінцевих вимикачах, встановленому в АЗК (на схемі не показані); П01 та П02 - обхідного перемикача захисту від перепідйому; КД - реле, що контролює тиск у циліндрі запобіжного гальма; ВБТП - блокувального вимикача запобіжного гальма.

При підготовці схеми до роботи включаються роз'єднувачі Р1 чи Р2 та вимикач ВМ, автомати А1, А2, А4, А5, вимикач П2 двигуна ДК, гальмівного компресора, перемикач П3 та кнопка «Пуск» двигунів маслососів змащування, перемикач П4 та кнопка «Пу ДГ1 чи ДГ2, вимикачі П5 та П6 у ланцюгах сигналізації, перемикач ПП у ланцюгу (3); при включенні останнього перемикача реле часу РУ1...РУ8 обтікаються струмом і розмикають свої контакти в ланцюгах котушок контакторів К1...К8.

Рукоятку обхідного перемикача захисту від перепідйому встановлюють у положення, при якому його контакти П01 і П02 розімкнені (4), а П03 і П04 - замкнуті (5).

Рукоятку командоапарату КА ставлять у нульове положення, рукоятку робочого гальма — у положення «Зупинено», за допомогою кнопки знімається запобіжний гальмо. При цьому в ланцюзі захисту замикається контакт ВБТП і котушка контактора КТП обтікається струмом, включаються контакти КТП в ланцюгах (4), (5), (6) і (15). При включенні контактора КТП контактом КТП вводиться в ланцюг котушки резистор R2 (застосовується при могутніх контакторах), іншим контактом шунтується контакт КА1, що дозволяє пересувати рукоятку командоапарату, КА без розриву ланцюга захисту.

Пуск машини можливе лише після отримання виконавчого сигналу. При подачі цього сигналу замикається контакт КІС (6) в ланцюзі котушок реверсора і Н.

При пуску машини машиніст пересуває ручку робочого гальма біля положення «Розторможено», а ручку командоапарата КА — у відповідне крайнє положення. При переміщенні рукоятки командоапарата у напрямку, наприклад, «Вперед» замикаються контакти КА2, КА4 ... КА8.

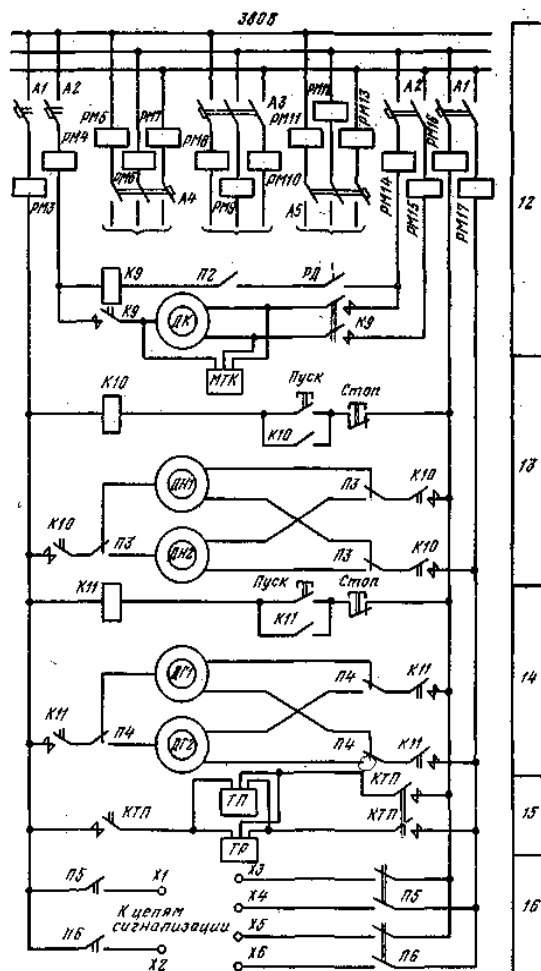
Котушка реверсора обтікається струмом і її контакти запраються в силовому ланцюгу, завдяки чому до обмотки статора двигуна ПД буде підведена напруга.

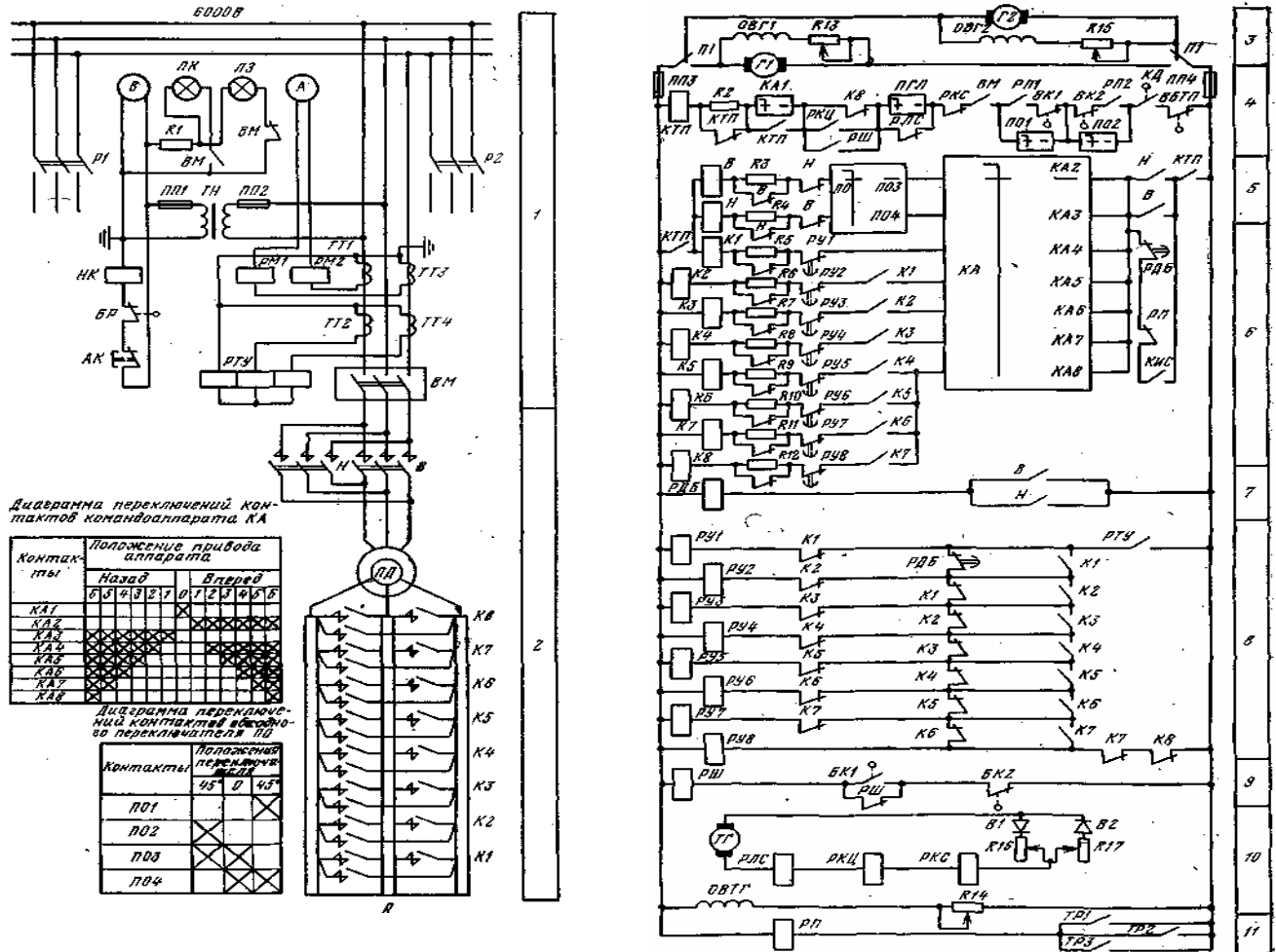
При замиканні блоку-контакту В ланцюга котушки реле дугового блокування РДБ розімкнеться контакт РДБ в ланцюгу котушки реле РУ1. Реле РУ1 з витримкою часу заборона свій контакт РУ1 у ланцюзі котушки контактора К1, і останній своїми контактами К1 зашунтує перший ступінь опору в ланцюзі ротора двигуна ПД: замикаючий блок-контакт К1 у ланцюжку котушок реле РУ1 ... РУ8 заборонився, а контакт, який розмикає, К1 розімкнеться.

Реле РУ2 при включенні контактора К1 знеструмлюється і з витримкою часу замикає свій контакт ланцюга котушки контактора К2. Контактор К2 шунтує другу ступінь опору в ланцюзі ротора двигуна ПД і своїм блоком-контактом, що замикає, підготує ланцюг живлення котушки реле РУ3 через контакт реле РТУ і т.д. до повного вимкнення опору із ланцюга ротора двигуна ПД.

Якщо при шунтуванні, наприклад, другого ступеня опору поштовх струму в статорі виходить великим, то відпрацьовує реле гумове прискорення РТУ і замикає свій контакт в ланцюзі реле РУ3 і тримає його замкнутим доти, поки струм у статорі зі збільшенням частоти обігу ротора не знизиться до величини, за якої реле РТУ розімкне свій контакт у ланцюзі реле РУ3.

На початку уповільненого руху підйомної машини машиніст переставляє важіль керування двигуном у середнє положення та підгальмовує машину робочим гальмом. Якщо підйомні судини підійдуть до приймальних майданчиків, машина загальмовується.





складання іспитів на право керування підйомною машиною та стажування за фахом. До обов'язку машиніста входить прийом - здавання зміни, управління, догляд та нагляд за машиною.

Про прийом-здачу зміни сповіщають стоволового і рукоятника, при цьому машину загальмовують, вимикають високовольтний розподільний пристрій, після чого машиністи оглядають машину і розписуються про прийом - здачу зміни в журналі. Про помічені несправності повідомляють гірничого диспетчера. Причини пошкоджень та заходи щодо їх усунення головний механік шахти зобов'язаний записати до «Книги приймання та здачі зміни».

На всіх посадкових майданчиках і в машинному залі повинні бути навішені оголошення, в яких зазначаються: прізвище особи, яка відповідає за спуск і підйом людей, умовне позначення сигналів, кількість людей, які одночасно поміщаються в клітини, розклад підйому та спуску людей.

Кожен незрозумілий сигнал має бути сприйнятий машиністом як сигнал «Стоп», після чого він з'ясовує причини неясного сигналу. Під час спуску - підйому людей крім чергового машиніста присутній другий машиніст, в обов'язки якого входить спостереження за підйомом та спуском та вжиття необхідних заходів у разі порушення нормальної роботи установки. Спуск та підйом людей роблять після попереднього перегону клітей вхолосту.

Кожна аварійна зупинка машини, а також усі помічені пошкодження повинні бути записані машиністом до журналу. Машину можна пускати в хід після того, як встановлено причину запобіжного гальмування.

Для кожної установки в резерві повинні бути: підйомна сосуда, напрямний шків, секції обмотки підйомного двигуна, двигун гальмівного компресора, комплект футеровки і гальмівних колодок, вузли і деталі, що швидко зношуються, частини до апаратів управління і захисту, випробуваний підйомний канат, врівноважуючий канат, застосовується (при багатоканатній установці – повний комплект канатів), амортизаційний та гальмівний канати.

Особливості експлуатації багатоканатних установок, порівняно з одноканатними, визначаються меншими розмірами машини, розташуванням її на копрі та необхідністю контролю рівномірного розподілу навантаження між усіма підйомними канатами. Цей контроль проводиться щотижня за допомогою динамометрів одночасно з вимірюванням втрати перетину канатів. різними, а розподіл навантаження в канатах нерівномірним, тому виникає небезпека прогресуючого аварійного зносу футеровки.

П л а н о в о – п о п е р е д ж у в а л ь н і о г л я д и т а р е м о н т и представляють систему заходів, що періодично повторюються, щодо проведення запланованих у часі профілактичних робіт з огляду, догляду та нагляду з усуненням несправностей, а також ревізій та ремонтів, що відновлюють працездатність обладнання установки.

Види та періодичність оглядів, обсяги робіт та нормативи часу на їх виконання регламентується ПБ, ПТЕ та галузевими інструкціями.

Для підйомних установок прийнято такі види оглядів:

щомісячний огляд (приймання – здавання зміни), проводиться машиністами за участю чергового слюсаря; тривалість огляду 15...20 хв;

щодобовий огляд проводиться бригадою під керівництвом механіка підйому; огляду підлягають підйомні судини, провідники, завантажувальні та розвантажувальні пристрої, що направляють шків, всі агрегати та вузли підйомної машини; результати огляду записують у «Книгу огляду підйомної установки», яка має два розділи. У першому розділі проти кожного об'єкта огляду зазначаються; Н – об'єкт несправний; У – об'єкт справний; «-» - огляду був; у другому розділі записують характер та ступінь несправності об'єкта; головний механік повинен намітити заходи щодо усунення несправностей та відповідальних за це осіб; тривалість огляду встановлюється залежно від глибини ствола і має бути не менше 2,5 год.

П о т о ч н и й р е м о н т Не роблять щотижня бригадою з огляду та ремонту підйомної установки під керівництвом механіка підйому. Ремонт проводять на місці установки обладнання, він полягає у відновленні або заміні деталей, що швидко зношуються, усуненні всіх дефектів, помічених при оглядах. Для поточного ремонту відводиться 2 години на тиждень.

Не рідше одного разу на 15 днів головний механік шахти перевіряє правильність роботи запобіжного гальма та кінцевих вимикачів захисту від перепідйому шляхом штучного перепідйому на малій швидкості.

Р е в і з і ю т а н а л а г о д ж е н н я підйомної установки проводять один раз на рік

спеціалізованої бригади налагодження за участю представника енергомеханічної служби шахти.

Ревізія та налагодження має на меті: виявлення та усунення несправностей у роботі підйому; продовження терміну служби підйомної установки; забезпечення безаварійної роботи установки; виявлення можливих шляхів підвищення продуктивності підйому без істотних капітальних витрат; усунення помічених відхилень від проекту в апаратурі, схемі керування тощо. Обсяг роботи визначено «Посібником з ревізії, налагодження та випробування шахтних підйомних установок».

Після закінчення налагодження головний механік шахти з представником налагоджувальної бригади проводить контрольні випробування установки, про що складається протокол, який затверджує головний механік виробничого об'єднання.

Ревізія та налагодження електричної частини та апаратури автоматизованої підйомної установки виконуються один раз на 6 міс.

Одночасно з ревізією та налагодженням персонал шахти проводить маркшейдерську перевірку правильності встановлення напрямних шківів щодо осі стовбура та осі підйому, вертикальності середньої площини їх канавок та горизонтальності осі обертання, а також повну маркшейдерську перевірку встановлення підйомної машини, про що складається відповідний акт.

Технічний огляд та випробування проводять через 6 міс після ревізії та налагодження. Обсяг цієї роботи, що виконується комісією під керівництвом головного механіка шахти, визначено «Інструкцією з технічного огляду та випробування експлуатаційних та прохідницьких підйомних установок».

Випробування парашутів проводять згідно ПБ один раз на 6 міс відповідно до спеціальної інструкції.

Капітальний ремонт через складність та тривалість робіт передбачає зупинку підйому на тривалий час за графіком, складеним головним механіком виробничого об'єднання. Під час упорядкування графіка керуються нормативними термінами служби елементів підйомних установок. Повний термін служби до списання підйомних машин з діаметром барабана 4 м і більше - 25 років, багаторазових машин – 20 років, такі ж терміни служби мають підйомні електродвигуни. Період до капітального ремонту для зазначених машин становлять відповідно 13 і 10 років і для всіх підйомних двигунів він дорівнює 10 років. Решта електроустаткування має повний термін служби 12...15 років і до капітального ремонту 6...7 років.

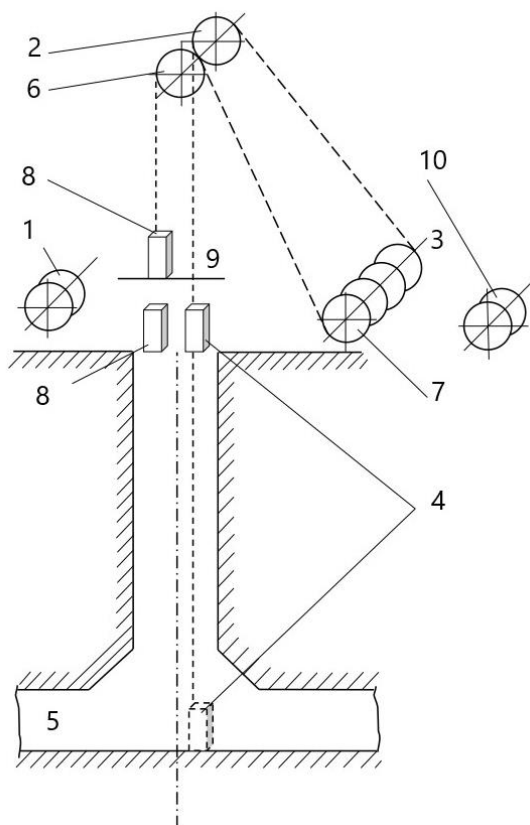


Рис.208

Навивка, зміна та регулювання довжини канатів при одноканатних машинах (рис.208). Навивку підйомного каната при двобарабанній машині виробляють у такій послідовності:

1) канат з котушки 1 пропускають через напрямний шків 2; один кінець каната закріплюють на переставному барабані 3 і намотують на нього, інший кінець каната прикріплюють до підйомного сосуда 4;

2) посуд 4 опускається на нижній майданчик 5 і канат зміцнюється лише на рівні гирла ствола; барабан 3 загальмовується і від'єднується від валу;

3) канат пропускають через напрямний шків 6. Зміцнюють і навивають на заклинений барабан 7; інший кінець цього каната прикріплюють до сосуда 8, який підтягується трохи вище за рівень верхнього майданчика 9 (запас на витягування);

4) переставний барабан 3 з'єднують з валом, звільняють канат на рівні гирла ствола і відгальмовують барабан 3. Зміну підйомного каната здійснюють у такій послідовності:

1) підйомний посуд 4 барабана 3 відпускають на нижній майданчик 5, його канат зміцнюють на рівні гирла стовбура, барабан загальмовують і від'єднують від валу;

2) підйомний посуд 8 опускають рівень гирла стовбура, ставлять на бруси і від'єднують від нього старий канат; кінець старого каната прикріплюють до кінця нового каната, навитого на котушку 1; новий канат протягують за допомогою старого каната і машини через напрямний шків 6 і вводять у машинну будівлю, де зміцнюють і від'єднують від старого каната;

3) старий канат змотують із заклиненого барабана 7 на котушку 10; кінець нового каната звільняють від закріплення в машинній будівлі, прикріплюють до барабана 7 і навивають на нього; потім інший кінець нового каната прикріплюють до посудини 8, який підтягують до верхнього приймального майданчика;

4) переставний барабан 3 з'єднує з валом, відгальмовують, від'єднують канат у точці закріплення біля гирла стовбура і переганяє по стовбуру судини; змінний канат зміцнюють на рівні гирла ствола і знімають з барабана 7;

5) змінюють канат барабана 3, після чого посудину 4 підтягують трохи вище верхньої приймальної площадки (запас на витягування каната) і закріплюють канат на барабані 7, від'єднання закріплення каната біля гирла шахти.

Регулювання довжини канати здійснюють обертанням заклиненого барабана при від'єданому від корінного валу і загальмованому переставному барабані, посудину якого розташовують на нижньому приймальному майданчику.

При одноканатній машині з розрізним барабаном навішування нового каната роблять так само, як при двобарабанній машині, закріпленням його на переставній частині та намотуванням на барабан. Після прикріплення судини до другого кінця каната та опускання їх у стовбур частини барабана. Потім переставна частина намотується інший канат.

При зміні підйомного каната посудину переставної частини барабана встановлюють на нижньому приймальному майданчику, а посуд заклиненої частини - на рівні гирла стовбура. Операції щодо зміни каната на заклиненій частині барабана аналогічні зміні каната на заклиненому барабані двобарабанних машин.

Після навивки нового каната на заклинену частину та прикріплення кінця каната до судини переставна частина барабана приєднується до валу. Посудина з новим канатом опускається в ствол, а місце нового каната на заклиненій частині барабана займає другий старий канат. Подальші операції з навішування другого каната аналогічні навішенню каната на переставний барабан двобарабанних машин. При регулюванні довжини каната посудина переставної частини барабана не доходить до верхнього майданчика на довжину витяжки обох канатів. Потім відключають переставну частину барабана від валу і обертанням заклиненої частини піднімають посудину до верхнього майданчика.

Розділ 4.15 ПРОЕКТУВАННЯ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК

4.15.1 Основні положення під час проектування підйомних установок

При проектуванні підйомної установки заданими є кількість транспортного вантажу (вугілля, порода і т.д.) і висота підйому.

При кількох робочих горизонтах заданими є кількість вантажу, що транспортується, і висота підйому з кожного з них.

Для проектування допоміжних кліткових установок, крім цього, повинні бути відомі: тип та ємність вагонеток, передбачених підземним транспортом; щозмінна кількість підземних трудящих; обсяги транспортних операцій зі спуску-підйому обладнання та матеріалів.

Необхідно вибрати тип підйомних судин; спосіб врівноважування; розрахувати та вибрати підйомний канат, а у разі потреби і врівноважуючий; встановити тип та основні розміри органів навивки; вибрати підйомну машину та перевірити її на статичні навантаження; прийняти схему розташування установки та розрахувати елементи цієї схеми; виконати розрахунок кінематики та динаміки підйомної системи; встановити систему приводу, потужність двигуна та тип його; вибрати схему управління, необхідну апаратуру управління та захисту; встановити розміщення елементів машини у приміщенні; провести техніко-економічні розрахунки.

Оптимальна вантажопідйомність (кг), за якої сумарні річні експлуатаційні витрати на підйомній установці будуть мінімальними, дорівнює:

для одноканатних установок

$$Q_{\text{опт}} = A \cdot \frac{4\sqrt{H} + t_n}{3,6}, \quad (180);$$

для багатоканатних установок

$$Q_{\text{опт}} = A \cdot \frac{2,9\sqrt{H} + t_n}{2,1}, \quad (181).$$

При підйомі з противагою результат, отриманий за формулами (180) і (181), подвоюється.

Остаточно зупиняються на стандартному скіпі з найближчою меншою вантажопідйомністю, тобто $Q_{\text{п}} < Q_{\text{опт}}$.

При виборі типу органів навивки канатів насамперед слід орієнтуватися на циліндричні барабани, далі – на біциліндроконічні барабани чи багатоканатні установки: може виникнути потреба у техніко-економічному порівнянні можливих варіантів.

При перевірці машин на статичні навантаження визначають максимальне статичне натяг $T_{\text{ст max}}$ каната і максимальну різницю статичних натягу $F_{\text{ст max}}$ канатів, причому значення цих величин не повинні перевищувати їх допустимих значень для обраної машини.

Максимальний статичний натяг (Н) канату визначають:

при системах з $q = 0$ та $q = p$

$$T_{\text{ст max}} = (Q_{\text{п}} + Q_{\text{с}} + pN)g; \quad (182)$$

при системах $q > p$

$$T_{\text{ст max}} = [Qn + Q_{\text{с}} + qN + p(h_{\text{к}} - h_{\text{в}} - h_{\text{с}})]g. \quad (183)$$

Максимальна різниця статичних натягу канатів має місце на початку підйому. Для неперекидних підйомних судин (Н)

$$F_{\text{ст max}} = [Qn + (p - q)N]g \quad (184)$$

Для перекидних судин $F_{\text{ст max}}$ визначається за формулою (9) без урахування динамічної складової $m \cdot \Delta a$.

Порядок розрахунку головної скіпової підйомної установки вказано в 4.19

Порядок розрахунку допоміжної підйомної кліткової установки такий:

а) вибирають тип кліті з урахуванням типу вагонетки, функцій, які має виконувати установка, та можливості зробити спуск-підйом зміни не більше ніж за 40 хв; маса корисного вантажу в кліті встановлюється за максимальним можливим завантаженням її (при транспортуванні породи - по масі породи);

б) розраховують механічну частину установки та розташування останньої щодо стовбура шахти;

в) при розрахунку кінематики підйомної системи відповідно до обраної в п. б машиною встановлюють максимальну швидкість підйомних судин, причому вона з умови транспортування людей не повинна перевищувати згідно ПБ 12м/с; далі розраховують елементи триперіодної діаграми швидкості, тривалість руху підйомних судин T і повну тривалість $T_{\text{підйомної операції}}$;

г) розраховують динаміку підйомної системи, встановлюють потужність двигуна та тип його, визначають витрату енергії, к.п.д. підйомної установки та машини;

д) визначають витрати часу на виконання кожної функції підйомної установки, огляд та ремонт її; на основі цих розрахунків складають добовий баланс часу підйомної установки та визначають кількість

корисних копалин, яку в разі потреби вона може видати.

При спрощених розрахунках підйомних установок приймають такий порядок. Після вибору судини та розрахунку механічної частини установки визначають розрахункову максимальну швидкість руху судин

$$v_{p.m} = \sqrt{2a_M H(a_C - 1)}, \quad (185)$$

де a_C - множник швидкості, що дорівнює 1,1...1,35.

Формула (185) отримана на підставі формул (57), (43) та (44).

92), причому необхідно, щоб $V_{\max} \geq V_{p.m.}$

За встановленою $V_{\max}$ визначають тривалість руху судин за формулою (57), (73) або (80) залежно від прийнятої діаграми швидкості.

Розрахункову потужність N_p двигуна визначають за формулою (90) або (91), після чого приймають двигун з необхідним запасом потужності.

Далі визначається корисна W_{Π} і фактична W_{Φ} витрата енергії (кВт год) на одну підйомну операцію:

$$W_{\Pi} = \frac{QnHg}{1000 \cdot 3600}; \quad (186)$$

$$W_{\Phi} = \frac{k_{M.T} k_{Q\Pi} T v_{\max}}{1000 \cdot 3600 \eta_{\Pi} \eta_{\Delta}} \quad (187)$$

К.п.д. підйомної П.У установки знаходиться як відношення W_{Π} до W_{Φ} , а к.п.д. $\eta_{МАШ}$ підйомної машини – за формулою (168).

4.15.2 Приклад розрахунку підйомної установки

Розрахувати головну підйомну скіпову установку річною продуктивністю $A_{\Gamma} = 1100000$ т, що транспортує з горизонту 500 м.

РОЗРАХУНОК

І. _ Тривалість підйомної операції та середня швидкість руху судин

Висота підйому при глибині завантаження $h_3 = 25$ м та висоті приймального бункера над рівнем землі $h_B = 25$ м складе $H = 550$ м.

1. Добова продуктивність підйомної установки

$$A_{\text{сут}} = \frac{A_{\text{год}} \cdot K_1}{n_d} = \frac{1100000 \cdot 1.1}{300} = 4033, \text{ т/добу,}$$

де $A_{\text{рік}}$ - річна продуктивність шахти, т/р, рядового вугілля;

$K_1 = 1,1-1,15$ - коефіцієнт переведення рядового вугілля в гірську масу, для породного підйому

$N_d = 300$ - кількість робочих днів на рік.

2. Годинна продуктивність підйомної установки за формулою (39)

$$A_{\text{ч}} = \frac{CaA_{\Gamma}}{n_{\Delta} n_{\text{ч}}} = \frac{1,5 \cdot 1100000}{300 \cdot 18} = 306 \text{ т/год.}$$

де $K_n = 1,5$ - коефіцієнт нерівномірності роботи скіпового підйому;

$t_{\text{добу}} = 18$ год – час роботи скіпового підйому на добу.

3. Оптимальна вантажопідйомність скіпу за формулою (160)

$$Q_{\text{опт}} = A_{\text{ч}} \frac{4\sqrt{H+t_{\Delta}}}{3,6} = 306 \frac{4\sqrt{550+10}}{3,6} = 8823 \text{ кг.}$$

Приймаємо скіп 2СН9,5-1 із секторним затвором вантажопідйомністю $Q_{\Pi} = 8,5$ т (див. додаток). Власна маса скіпу $Q_C = 8,46$ т; висота $h_C = 9,2$ м; шлях скіпа при русі ролика його в розвантажувальних кривих $h_P = 2,17$ м.

4. Число підйомних операцій на годину за формулою (40)

$$n_{\Pi, \text{ч}} = \frac{1000 A_{\text{ч}}}{Q_{\Pi}} = \frac{1000 \cdot 306}{8500} = 36.$$

5. Тривалість підйомної операції та час руху підйомних судин за формулами (41) та (42):

$$T P. П = \frac{3600}{n_{П.ч}} = \frac{3600}{36} = 100с;$$

$$T P = T P. П - t П = 100 - 10 = 90 с.$$

5. Середня та орієнтовна максимальна швидкість підйому за формулами (43) та (44):

$$v CP = \frac{H}{T_p} = \frac{550}{90} = 6,1 м/с;$$

$$v MAX = a C v CP = 1,3 * 6,1 = 7,93 м / с.$$

II . Механічна частина підйомної установки

1. Висота копра. При розташуванні напрямних шківів в одній вертикальній площині
 $h K = h B + h C + h П + 0,75 R H. Ш + D H. Ш + 1 = 25 + 9.2 + 3 + 0,75 * 2 + 4 + 1 = 43,7 м.$

Орієнтовно заведено, що $R H. Ш = 2 м.$

2. Підйомний канат. За формулою (4)

$$p = \frac{Q_{П} + Q_C}{\frac{\sigma_B}{g z \rho_0} - H k} = \frac{8500 + 8460}{\frac{1700 * 10^6}{9,8 * 6,5 * 9400} - (25 + 500 + 45)} = 7,67 кг/м.$$

Орієнтовно приймаємо канат ЛК-3, що має $Q P = 1460000 Н$; $p = 8,466 кг/м$; $d K = 48,5 мм.$
 Оскільки запас міцності його за формулою (7) $z = 6,7$, остаточно вибираємо цей канат.

3. Органи навівки. Приймаємо одинарний циліндричний розрізний барабан

$$D B = 79 d K = 79 * 48,5 = 3831 мм.$$

Приймаємо $D B = 5 м$, оскільки барабані $D B = 4 м$, як показав розрахунок, канат не розміститься; діаметр напрямного шківів $D H. Ш = 4 м$, маховий момент його $(GD^2) H. Ш = 345000 Нм^2$.

Ширина барабана за формулою (15)

$$B K = \left(\frac{H + 2 l_{II}}{\pi D_B} + 2 n_{B.T} + n_{B.3} \right) (d_K + b_3) = \left(\frac{500 + 2 * 30}{3,14 * 5} + 2 * 5 + 2 \right) (48,5 + 3) = 2454 мм.$$

Орієнтовно приймаємо машину ЦР-5×3/0,6, на яку $T CTMAX = 0,28 МН$; $F CTMAX = 0,21 МН$;
 $(GD^2) B = 6800000 Нм^2$ (див. додаток).

Перевіримо барабан на статичні навантаження.

Максимальний статичний натяг каната за формулою (182)

$$T CTMAX = (Q_{П} + Q_C + p H_K) g = (8500 + 8460 + 8,47 * 570) 9,81 = 213739 Н$$

Максимальна різниця статичних натягу канатів за формулою (184)

$$F CTMAX = (Q_{П} + p H) g = (8500 + 8,47 * 550) 9,81 = 129084 Н$$

Так як T_{CTMAX} і F_{CTMAX} менше допустимих значень для орієнтовно обраного барабана, остаточно зупиняємося на машині ЦР-5×3/0,6.

III . Розташування підйомної установки

1 Висота копра, визначена раніше, $h K = 45 м.$

2 Прийнявши кут нахилу струни до горизонту $\beta = 48^{\circ}$; $z = 1 м$; відстань між осями стовбура та барабана за формулою (32)

$$l = (h_K - c) ctg \beta + R_{H.Ш} = (45 - 1) ctg 48^{\circ} + 2 = 41,6 м$$

3 Довжини струн за формулою (33) $L' C = 59,5 м$ та $L'' C = 54 м.$

4 Кути відхилення каната α . Так як $B = 3 м$, а ширина барабана, зайнята однією гілкою каната, становить $B K. B = 2 м$, то для отримання α , що відповідає вимогам ПТЕ, закріплення каната зробити, відступивши від реборди на відстань

$$b P = B - B P.3 - B K = 3 - 0,6 - 2 = 0,4 м.$$

Кут відхилення короткої струни каната за підходом останнього до реборди

$$\alpha = \frac{\frac{B}{2} - n_{B.T} (d_K + b_3) - b_P}{L'_C} = \frac{\frac{3}{2} - 5(0,0485 + 0,003) - 0,4}{54} = 0,0156,$$

тобто. $\alpha = 0^{\circ} 054'$, що допустимо.

Аналогічно для довгої струни каната з боку переставної частини барабана $= 0^{\circ} 049'$; при цьому на переставну частину барабана буде навиватися канат завдовжки

$$l_{П.ч} = \frac{B_P - b_P}{d_K + d_3} \pi D_B = \frac{0,6 - 0,4}{0,0485 + 0,003} 3,14 * 5 = 61 м$$

IV . Кінематика підйомної системи

1. Приймаємо п'ятиперіодну діаграму швидкості, прискорення $a_1 = 1 \text{ м/с}^2$, уповільнення $a_3 = 0,75 \text{ м/с}^2$, швидкості $v = v'' = 1,1 \text{ м/с}$.

2. Максимальна швидкість. Попередньо за формулами (60), (61) та (48) знаходимо: $T_0 = 84,7 \text{ с}$; $H_0 = 547,1 \text{ м}$; а $M = 0,43 \text{ м/с}^2$.

За формулою (59)

$$v_{P.M} = a_M T_0 - \sqrt{(a_M T_0)^2 - 2a_m H_0} = 0,43 * 84,7 - \sqrt{(0,43 * 84,7)^2 - 2 * 0,43 * 547,1} = 7,17 \text{ м/с}$$

При редукторі з передатним числом $i = 10,5$ потрібна частота обертання двигуна за формулою (92)

$$n = \frac{60 v_{P.M}}{\pi D_B} i = \frac{60 * 7,17}{3,14 * 5} 10,5 = 287,7 \text{ про/хв.}$$

Приймаємо $n = 290 \text{ об/хв.}$

Фактична максимальна швидкість

$$v_{MAX} = \frac{\pi D_B n}{60 i} = \frac{3,14 * 5 * 290}{60 * 10,5} = 7,23 \text{ м/с,}$$

тобто більше розрахункової, що необхідно.

3 Прискорення та уповільнення у розвантажувальних кривих та тривалість руху в них знаходимо за формулами (62) – (65):

$$a' = a'' = \frac{v'^2}{2h_p} = \frac{1,1^2}{2 * 2,17} = 0,279 \text{ м/с}^2;$$

$$t' = t'' = \frac{v'}{a'} = \frac{1,1}{0,279} = 3,94 \text{ с.}$$

4 Тривалість та шлях руху скіпу з прискоренням a_1 за формулами (66) та (67):

$$t_1 = \frac{v'_{max}}{a_1} = \frac{7,23 - 1,1}{1} \text{ с;}$$

$$h_1 = \frac{v' + v_{MAX}}{2} t_1 = \frac{1,1 + 7,23}{2} 6,13 = 25,53 \text{ м}$$

5 Те саме, з уповільненням a_3 за формулами (68) і (69):

$$t_3 = \frac{v_{MAX} - v''}{a_3} = \frac{7,23 - 1,1}{0,75} = 8,17 \text{ с;}$$

$$h_3 = \frac{v_{MAX} + v''}{2} t_3 = \frac{7,23 + 1,1}{2} 8,17 = 34,03 \text{ м.}$$

6 Шлях та тривалість рівномірного руху за формулами (70) та (71):

$$h_2 = H - h_p - h_1 - h_3 = 550 - 2 * 2,17 - 25,53 - 34,03 = 486,1 \text{ м;}$$

$$t_2 = \frac{h_2}{v_{MAX}} = \frac{486,1}{7,23} = 67,23 \text{ с.}$$

7 Тривалість руху підйомних судин за формулою (72)

$$T = t' + t_1 + t_2 + t_3 + t'' = 3,94 + 6,13 + 67,23 + 8,17 + 3,94 = 89,41 \text{ с}$$

Перевірка за формулою (73) дає той самий результат.

8 Фактичний коефіцієнт резерву продуктивності установки за формулою (58) складе $C_{\phi} = 1,51$.

V. Динаміка підйомної системи

1. Установка проектується без врівноважуючого каната, оскільки за формулою (20) ступінь статичної неуврівноваженості:

$$\delta = \frac{pH}{kQ_{II}} = \frac{8,47 * 550}{1,15 * 8500} = 0,476 < 0,5$$

2. Орієнтовна потужність підйомного двигуна за формулою (90) та при $T = 89,41 \text{ с}$; $\eta_{II} = 0,93$; $\rho = 1,4$

$$N_{O.P} = \frac{kQ_{II}Hg}{1000T\eta_{II}} \rho = \frac{1,15 * 8500 * 550 * 9,81}{1000 * 89,41 * 0,93} 1,4 = 888 \text{ кВт}$$

Попередньо два двигуни АКН-16-41-20 потужністю 630 кВт; $n = 290 \text{ об/хв}$; $\eta_D = 0,92$;

$$\lambda_H = \frac{M_{MAX}}{M_{НОМ}} = 2; (GD^2)_P = 29000 \text{ Нм}^2.$$

3. Крутний момент на тихохідному валу редуктора, що створюється двигунами, за формулою (30)

$$M = 2 \left[\frac{8300N\eta_{II}}{n} \lambda_H - 0,25 \frac{(GD^2)}{9,8R} i \right] i = 2 \left[\frac{8300 * 630 * 0,93}{290} 2 - 0,25 \frac{29000}{9,8 * 2,5} 10,5 \right] 10,5 = 640353 \text{ Н}$$

Приймаємо редуктор 2ЦО-22 з передатним числом $i = 10,5$, $(GD^2)_3.P = 250 * 10^4 \text{ Нм}^2$, здатний

передати максимальний момент, що крутить, на веденому валу при дворуховому приводі
 $M = 114 * 10^4 \text{ Нм}$.

4. Наведена до кола навивки маса рухомих частин підйомної установки за формулою (85)

$$m_{\Pi} = Q_{\Pi} + 2Q_c + 2L_{\Pi} \cdot K_p + 2m'_{H,III} + m'_B + m'_{3,II} + m'_P$$

Маса підйомного каната з ф-ле (86)

$$2L_{\Pi} \cdot K_p = 2 \left(525 + 45 + \frac{3,14 \cdot 5}{2} + 59,5 + 5 * 3,14 * 5 + 30 \right) 8,47 = 12635 \text{ кг}$$

За формулою (89):

наведена маса напрямного шківів

$$m'_{H,III} = \frac{(GD^2)_{H,III}}{gD^2_B} = \frac{345000}{9,8 \cdot 5^2} \approx 1380 \text{ кг};$$

наведена маса барабана

$$m'_B = \frac{(GD^2)_B}{gD^2_B} = \frac{6800000}{9,8 \cdot 5^2} \approx 27200 \text{ кг};$$

наведена маса редуктора

$$m'_{3,II} = \frac{(GD^2)_{3,II}}{gD^2_B} = \frac{2500000}{9,8 \cdot 5^2} \approx 10000 \text{ кг};$$

наведена маса роторів

$$m'_P = 2 \frac{(GD^2)_P}{gD^2_B} i^2 = 2 \frac{29000}{9,8 \cdot 5^2} 10,5^2 \approx 25578 \text{ кг}.$$

Таким чином:

$$m_{\Pi} = 8500 + 2 * 8460 + 12635 + 2 * 1380 + 27200 + 10000 + 25578 = 103593 \text{ кг}.$$

5. Рухаючі зусилля за формулою (94)

$$F = [kQ_{\Pi} + (H - 2h_x)p]g \pm m_{\Pi}a = [1,15 * 8500 + (550 - 2h_x)8,47]9,81 \pm 103593a,$$

звідки

$$F = 141593 - 166,2h_p \pm 103593a.$$

$$F_1 = 141593 + 103593a' = 141593 + 103593 * 0,279 = 170495 \text{ Н} \approx 17,05 * 10^4 \text{ Н};$$

$$F_2 = 141593 - 166,2h_p + 103593a' = 141593 - 166,2 * 2,17 + 103593 * 0,279 = 170134 \text{ Н} \approx 17,01 * 10^4 \text{ Н};$$

$$F_3 = 141593 - 166,2h_p + 103593a_1 = 141593 - 166,2 * 2,17 + 103593 * 1 = 245547 \text{ Н} \approx 24,55 * 10^4 \text{ Н};$$

$$F_4 = 141593 - 166,2(h_p + h_1) + 103593a_1 = 141593 - 166,2 * (2,17 + 25,53) + 103593 * 1 = 240582 \text{ Н} \approx 24,06 * 10^4 \text{ Н};$$

$$F_5 = 141593 - 166,2(h_p + h_1) = 141593 - 166,2 * (2,17 + 25,53) = 136989 \text{ Н} \approx 13,7 * 10^4 \text{ Н};$$

Аналогічно знаходимо:

$$F_6 = 5,62 * 10^4 \text{ Н}; F_7 = -2,72 * 10^4 \text{ Н}; F_9 = 2,16 * 10^4 \text{ Н}; F_{10} = 2,13 * 10^4 \text{ Н}$$

VI. Потужність двигуна, витрати енергії, к.п.д. підйомної машини та установки

1. Еквівалентне зусилля за формулою (144)

$$F_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{(F^2_1 + F^2_2) \frac{t'}{2} + (F^2_3 + F^2_4) \frac{t_1}{2} + (F^2_5 + F_5 F_6 + F^2_6) \frac{t_2}{3} + (F^2_9 + F^2_{10}) \frac{t''}{2}}{0,5(t' + t_1 + t_3 + t'') + t_2 + 0,25t_{\Pi}}} =$$

$$= 10^4 \sqrt{\frac{(17,05^2 + 17,01^2) \frac{3,94}{2} + (24,55^2 + 24,06^2) \frac{6,13}{2} + (13,7^2 + 13,7 * 5,62 + 5,62^2) \frac{67,23}{3} + (2,16^2 + 2,13^2) \frac{3,94}{2}}{0,5(3,94 + 6,13 + 8,17 + 3,94) + 67,23 + 0,25 * 10}}$$

$$= 11,89 * 10^4 \text{ Н}$$

Те ж саме на 1т вантажу за формулою (161)

$$WT = \frac{k_{MT} W}{3,6 \eta_{\Pi} \eta_{CQ\Pi}} = \frac{1,03 * 67947}{3,6 * 0,92 * 0,95 * 8500} = 2,62 \text{ кВтч/т}$$

2. Корисна витрата енергії на 1т вантажу, що піднімається, за формулою (166) складе $W_{\Pi} = 1,496 \text{ кВтч/т}$.

3. К.п.д. установки та машини за формулами (167) та (168): $\eta_U = 0,6$ та $\eta_{МАШ} = 0,69$.

4. Річна витрата електроенергії за формулою (163) $W \Gamma = 2882000 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$

VII. Діаграми швидкості, прискорень, рушійних зусиль, потужності витрати енергії наведені відповідно на рис. 83 а-д.

1. Перевірка двигуна на навантаження. Коефіцієнт перевантаження при підйомі ф-ле (146)

$$k_{\text{ПОД}} = \frac{F_{\text{MAX}}}{F_{\text{ЭКВ}}} = \frac{24,55 \cdot 10^4}{11,89 \cdot 10^4} = 2,06,$$

що неприпустимо, тому що при асинхронному двигуні $h_{\text{ПОД}} \leq 1,8$. У зв'язку з цим приймаємо

$$F_{\text{ЭКВ}} = \frac{F_{\text{MAX}}}{1,8} = \frac{24,55 \cdot 10^4}{1,8} = 13,64 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

2. Еквівалентна потужність підйомного двигуна за формулою (154)

$$N_{\text{ЭКВ}} = \frac{A_{\text{ЭКВ}} v_{\text{MAX}}}{10^3 \eta_{\text{П}}} = \frac{13,64 \cdot 10^4 \cdot 7,23}{10^3 \cdot 0,93} = 1060 \text{ кВт}$$

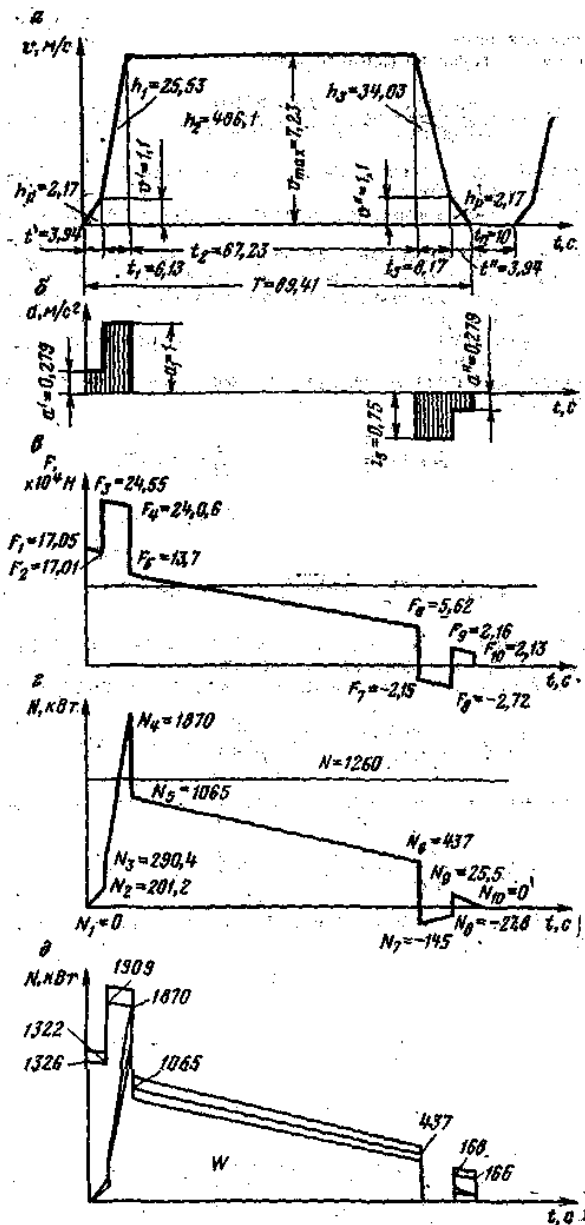


Рис. 83. Діаграми для розрахунку підйомної установки

3. Приймаємо зазначені вище двигуни АКН-16-41-20, запас потужності

$$k_{\text{Д}} = \frac{N}{N_{\text{ЭКВ}}} = \frac{2 \cdot 630}{1060} = 1,19, \text{ що допустимо.}$$

4. Потужність. Потужність на валу підйомного двигуна за формулою (100):

$N_1 = 0$

$$N_2 = \frac{F_2 v'}{10^3 \eta_{II}} = \frac{17,01 * 10^4 * 1,1}{10^3 * 0,93} = 201,2 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{F_3 v'}{10^3 \eta_{II}} = \frac{24,55 * 10^4 * 1,1}{10^3 * 0,93} = 290,4 \text{ кВт};$$

$$N_4 = \frac{F_4 v_{MAX}}{10^3 \eta_{II}} = \frac{24,06 * 10^4 * 7,23}{10^3 * 0,93} = 1870 \text{ кВт};$$

$$N_5 = \frac{F_5 v_{MAX}}{10^3 \eta_{II}} = \frac{13,7 * 10^4 * 7,23}{10^3 * 0,93} = 1065 \text{ кВт};$$

Аналогічно знаходимо: $N_6 = 437 \text{ кВт}$; $N_7 = -145 \text{ кВт}$; $N_8 = -27,8 \text{ кВт}$; $N_9 = 25,5 \text{ кВт}$; $N_{10} = 0$

Потужності, що споживаються з мережі без урахування втрат у двигуні за формулою (156):

$N'_1 = 1326 \text{ кВт}$; $N'_2 = 1322 \text{ кВт}$; $N'_3 = 1909 \text{ кВт}$; $N'_4 = 1870 \text{ кВт}$; $N_5 = 1065 \text{ кВт}$; $N_6 = 437 \text{ кВт}$; $N'_9 = 168 \text{ кВт}$; $N'_{10} = 166 \text{ кВт}$.

5. Витрата енергії. На одну підйомну операцію за формулою (160)

$$W = \frac{N_1 + N'_2}{2} t' + \frac{N'_3 + N'_4}{2} t_1 + \frac{N_5 + N_6}{2} t_2 + \frac{N'_9 + N'_{10}}{2} t_2 =$$

$$= \frac{1326+1322}{2} 3.94 + \frac{1909+1870}{2} 6.13 + \frac{1065+437}{2} 67.23 + \frac{168+166}{2} 3.94 = 67947 \text{ кВт}\cdot\text{с}$$

Вимоги Правил Безпеки до експлуатації шахтних піднімальних установок

4.7 Шахтне обладнання

4.7.1 Максимальні швидкості підйому та спуску людей та вантажів за вертикальними та похилими виробками визначаються проектом, але не повинні перевищувати величин, зазначених у таблиці 4.

Таблиця 4.2

Найменування виробок	Максимальна швидкість підйому та спуску, м/с	
	Людей	Вантажів
Вертикальні виробки, обладнані:		
Клітьми	12	Визначається проектом
Скіпами	-	Визначається проектом
Похилі виробки, обладнані:		
Скіпами	-	7
Вагонетками	5	5
Вертикальні виробки у проходці, обладнані:		
Бадьями (по напрямних)	8	12
Бадьями (без напрямних)	2	2
Підвісним прохідницьким обладнанням	-	0,2
Рятівними сходами	0,35	-
Спуск негабаритів по вертикальних та похилих виробках	-	1/3 номінальної швидкості для цього підйому

4.7.2. Величина середнього уповільнення підйомної установки як при запобіжному, так і при робочому (в екстрених випадках) гальмуванні при підйомі вантажу не повинна перевищувати значень, зазначених у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Кут нахилу, град	5	10	15	20	25	30	40	0 та більше
Розмір уповільнення, м/с ²	0,8	1,2	1,8	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0

Величина середнього уповільнення установки при запобіжному гальмуванні при спуску вантажу повинна бути не менше 0,75 м/с² при кутах нахилу виробок до 30° і не менше 1,5 м/с² при кутах нахилу виробок більше 30°.

На підйомних установках з кутами нахилу виробок до 30° допускаються уповільнення менше 0,75 м/с², якщо при цьому забезпечується зупинка судини, що піднімається, в межах шляху перепідйому, а опускається – на вільній ділянці шляху, розташованому нижче посадкового майданчика.

Під середнім уповільненням мається на увазі відношення фактичної швидкості до часу, що протікає з початку гальмування до повної зупинки підйомної машини.

На підйомних установках зі шківми тертя величі на середнього уповільнення визначається на ділянці процесу гальмування, що встановилася.

У виробках зі змінним кутом нахилу величина уповільнення підйомної установки для кожної з ділянок колії з постійним кутом не повинна перевищувати відповідних їм значень, зазначених у таблиці 4.3.

Величина уповільнення для проміжних кутів нахилу виробок, які не вказані в таблиці 4.3, визначається шляхом лінійної інтерполяції.

В установках зі шківми тертя уповільнення як при робочому, так і запобіжному гальмуванні не повинно перевищувати величини, обумовленої можливістю прослизання каната по шківу.

В окремих випадках на діючих одноканатних і багатоканатних скіпових підйомних установках зі шківом тертя за умови запобігання ковзанню канатів допускається обмежити нижню межу уповільнення величиною 1,2 м/с² за умови обладнання таких установок блокуванням, що виключає можливість спуску вантажу зі швидкістю більше .

Підйомні установки зі шківми тертя, на яких регулюванням гальмівної системи неможливо забезпечити необхідні уповільнення, повинні оснащуватися системами вибіркового або автоматично регульованого запобіжного гальмування .

Вимоги даного пункту не поширюються на прохідницькі лебідки та лебідки для рятувальних сходів (при швидкості руху каната не більше відповідно 0,2 та 0,35 м/с).

4.7.3. Для захисту від перепідйому та перевищення швидкості шахтна підйомна установка повинна бути забезпечена такими запобіжними пристроями:

а) кожену підйомну посудину (противагу) – кінцевим вимикачем, встановленим у виробленні або на копрі та призначеним для включення запобіжного гальма при підйомі посудини на та вище рівня 0,5 м верхнього приймального майданчика (нормального положення при розвантаженні), та дублюючим кінцевим вимикачем на указі тілі глибини (або в апараті завдання та контролю ходу).

У похилих виробках кінцеві вимикачі повинні встановлюватися на верхньому приймальному майданчику на відстані 0,5 м від нормального положення, зумовленого робочим процесом.

Підйомні установки з перекидними клітьми повинні мати додаткові кінцеві вимикачі, встановлені на копрі на 0,5 м вище рівня майданчика, призначеного для посадки людей у кліть. Робота цих кінцевих вимикачів повинна дублюватися кінцевими вимикачами, встановленими на покажчику глибини (в апараті завдання та контролю ходу). Ця вимога не поширюється на підйомні установки з самоперекидними баддями при проходженні вертикальних стволів.

Допускається встановлення дублюючих кінцевих вимикачів на копрі на одному рівні з основними при підключенні окремими кабелями. Остання вимога не поширюється на безконтактні кінцеві вимикачі, у схемі яких передбачено самоконтроль справності ланцюгів.

Додаткові кінцеві вимикачі (основні та дублюючі) на установках з перекидними клітьками повинні вмикатися в ланцюг захисту залежно від цього режиму “вантаж” та “люди”.

Для перевірки справності та правильності встановлення вимикачів (основних та дублюючих) на пульті машиніста повинні бути встановлені кнопки або перемикачі (без фіксації положення);

б) обмежувачем швидкості, що викликає включення запобіжного гальма у разі:

перевищення в період уповільнення швидкості захисної тахограми, величина якої в кожній точці

шляху уповільнення визначається за умов запобігання аварійному перепідйому скіпів та кліті (швидкість більше 1 м/с);

перевищення швидкості рівномірного ходу на 15%;

підходу судини до верхньої та нижньої приймальних майданчиків, а також до жорстких напрямних при канатному армуванні ствола зі швидкістю більше 1 м/с при спуску-підйомі людей і 1,5 м/с – при спуску-підйомі вантажу.

Вимоги підпункту “б” цього пункту поширюються на діючі підйомні установки зі швидкістю руху понад 3 м/с та новопроектвані – понад 2 м/с.

Інші підйомні установки повинні бути оснащені апаратами, що вимикають установку у разі перевищення швидкості рівномірного ходу на 15%.

в) амортизуючими пристроями, що встановлюються на копрі та в зумпфі ствола з багатоканатною підйомною установкою, крім установок, що реконструюються, з підйомними машинами, що встановлюються на землі.

4.7.4. Шахтні підйомні установки повинні бути обладнані такими захисними та блокувальними пристроями:

а) пристроєм блокування від надмірного зносу гальмівних колодок, що спрацьовує при збільшенні зазору між ободом барабана і гальмівною колодкою більш ніж на (2 мм ця вимога не поширюється на вантажні підземні та прохідницькі лебідки);

б) максимальним та нульовим захистом;

в) захистами від провисання струни каната, крім багатоканатних підйомів;

г) пристроєм блокування запобіжних решіток, що виключає можливість їх відкривання до приходу підйомної посудини на приймальний майданчик і включає сигнал "стоп" у машиніста при відкритих ґратах. Допускається відкривання запобіжних ґрат при знаходженні підйомних судин поза приймальними майданчиками при спуску-підйомі негабаритних вантажів у режимі “обладнання” та під час огляду підйомного комплексу у режимі “Ревізія”. Після завершення цих операцій блокування має бути відновлено. Рух підйомних судин шахтним стволом повинен здійснюватися при закритих запобіжних ґратах усіх приймально-відправних майданчиків.

д) пристроєм блокування, що дозволяє включати двигун після перепідйому судини тільки у бік ліквідації перепідйому;

е) пристроєм блокування, що не допускає зняття запобіжного гальма, якщо ручка робочого гальма не знаходиться в положенні "загальмовано", а ручка апарату управління (контролера) - в нульовому положенні;

ж) улаштуванням блокування, що забезпечує зупинку бадді при підході її до нульового майданчика із закритими лядами, а також улаштуванням блокування, що забезпечує при проходженні стовбура зупинку бадді за до 5 м підходу її до робочого полку і при підході до вибою стовбура;

з) пристроєм, що подає сигнал машиністу та ствольовому при висмикуванні гальмівних канатів у місці їх кріплення в зумпфі;

і) пристроєм, що подає сигнал машиністу при неприпустимому піднятті петлі врівноважуючого каната;

к) дублюючим обмежувачем швидкості або пристроєм, що забезпечує контроль цілісності передачі від валу підйомної машини до покажчика глибини, якщо обмежувач швидкості не має повного самоконтролю;

л) пристроєм, що сигналізує машиністу про положення хитних майданчиків і посадкових кулаків;

м) автоматичним дзвінком, що сигналізує про початок періоду уповільнення (за винятком підйомних вантажних установок, що працюють в автоматичному режимі).

4.7.5. Шківи з литими або штампованими ободьями, для яких не передбачається застосування футерування, повинні замінюватися новими при зносі реборди або обода на 50% їх початкової товщини і у всіх випадках, коли оголюються торці спиць.

Допускається спеціалізованими організаціями наплавлення жолоба шківа при зносі їх у глибину трохи більше 50% початкової товщини.

4.7.6. На випадок поломки підйомної машини або застрягання підйомних судин у стволі повинні бути обладнані аварійно-ремонтні підйомні установки.

За наявності в одному стволі двох підйомних установок або однієї підйомної установки та сходового відділення, додаткова аварійно-ремонтна установка може бути відсутнім.

Для стовбурів (свердловин), обладнаних одним підйомом, що використовується в аварійних випадках

і для ремонтних робіт, повинні бути затверджені головним інженером шахти за погодженням з Мак НДІ заходи щодо виведення людей із підйомного судна, що застряг (зависнув) .

Допускається відсутність стаціонарної аварійно-ремонтної підйомної установки за наявності на озброєнні ДАРС /ГВГСС/, що обслуговує шахту, пересувної підйомної установки.

Для шахт глибиною до 100 м допускається застосування для цієї мети ручних лебідок, обладнаних гальмами та храповим зупинкою.

При проходці та поглибленні стволів на випадок аварії з підйомом необхідно мати підвісні аварійно-рятувальні сходи завдовжки, що забезпечує розміщення на ній одночасно всіх робітників найбільшою за чисельністю зміни. Сходи прикріплюються до каната лебідки, обладнаної гальмами і має комбінований привід (механічний та ручний). Ручний привід лебідки повинен забезпечувати підйом сходів при аварійному відключенні електроенергії.

На нижньому поверсі робочого полку повинні бути аварійні канатні сходи необхідної довжини для виходу людей із вибою ствола на прохідницький полиць. У разі можливості проходження рятувальних сходів через полиць до вибою наявність на полиці аварійних канатних сходів не обов'язково.

При проходженні стволів глибиною до 100 м лебідки для підвіски аварійно-рятувальних сходів можуть мати тільки ручний привід і повинні бути обладнані гальмами та зупинкою храпів.

4.7.7. Не допускається перехід людей через підйомні відділення стовбура.

На всіх горизонтах шахти перед стволами повинні бути встановлені запобіжні ґрати для запобігання - переходу людей через підйомні відділення. На проміжних горизонтах не допускається застосування кулаків.

Під час підйому та спуску людей, а також під час роботи підйому в режимі "ревізії" механізми обміну вантажів (вагонеток) на всіх приймальних майданчиках стовбура повинні автоматично відключатися.

Допускається на діючих шахтах застосування на верхньому приймальному майданчику дверей гільйотинного типу за наявності додаткової огорожі, що перешкоджає доступу людей до стовбура до повної зупинки кліті та в період її відправлення.

Вимоги сигналу "стоп", передбаченого підпунктом "г" пункту 4.7.4 цих Правил, не поширюються на підйомні установки, обладнані дверима типу гільйотин.

4.7.8. У стволах шахт, за якими не передбачено спуску та підйому людей, користуватися підйомними установками дозволяється лише особам, зайнятим на огляді та ремонті цих стволів, за винятком аварійних ситуацій.

При проходженні стволів під час спуску-підйому обладнання прохідницькими лебідками робота підйому дозволяється тільки для переміщення робітників і технічного персоналу, які спостерігають за виконанням цих робіт.

4.7.9. Усі проміжні, нижні та верхні приймальні майданчики вертикальних стволів, за якими проводиться підйом і спуск вантажів у вагонетках, а також майданчики перед перекидачем повинні бути обладнані стопорними пристроями, що забезпечують одиничне дозування та запобігають довільному скоченню вагонеток.

Таблиця 1 – Основні механічні характеристики канатів.

ГОСТ	ϕ^2	ψ
1	2	3
2690-80	0,381	3721
3805-80	0,502	4376
3089-80	0,42	4220
3091-80	0,31	3050
3092-80	0,23	2418
7663-80	0,281	3627
7668-80	0,389	3820
7669-80	0,47	4212

Таблиця 2

Величини	Багатоканатні підйоми		Одноканатні підйоми	
	Скіпові	Кліткові	Скіпові	Кліткові
a_1 та a_7	[0,25]	[0,25]	[0,25]	[0,25]
a_8 та a_9	[0,75]	[0,75]	[0,6]	[0,6]
t_1 та t_7	2,0	2,0	2,0	2,0
t_2 та t_8	6,0	5,0	6,0	5,0
h_2 та h_7	0,5	0,5	0,5	0,5
h_7 та h_6	3,0	2,5	3,0	2,5

Таблиця 3 – Дані для скіпів багатоканатного підйому типу СНТ

Об'єм, м ³	Маса вантажу, кг	Маса скіпу, кг	Висота скіпу, м	Висота парасольки, м	Пауза на завантаження, розвантаження, з	Шлях у кривих, м	Відстань між відведеннями канатів, м
4	3630	5360	6,2	2,4	4,0	2,17	1,94
5	4620	7800	7,3	2,4	5,0	2,17	1,94
7	6600	9000	8,2	2,4	7,0	2,17	1,94
9,3	9350	10000	9,2	2,4	9,5	2,17	2,10
11	11000	10470	9,8	2,4	11,0	2,17	2,10
15	14300	12850	8,8	2,4	15,0	2,4	2,25
20	19300	14000	8,8	2,4	20,0	2,4	2,25
9,53	9350	14200	10,2	2,4	10,0	2,17	2,10
11	11000	15000	10,8	2,4	11,0	2,17	2,25
15	14300	18200	11,0	2,4	15,0	2,4	2,25
20	19300	20000	20,0	2,4	20,0	2,4	2,25
25	24200	24400	13,5	2,4	25,0	2,4	2,54
35	34600	27700	15,9	2,4	35,0	2,4	2,84

Таблиця 4 - Технічні характеристики деяких уніфікованих кліток.

Тип кліті	Кількість поверхів	Тип вагонетки	Максимальна грузопідйомність, кг	корисна площа підлоги одного поверху кліті, м ²	Висота, м		Маса кліті, кг	Відстань між осями напрямних шківів, мм
					кліті	зонга		
1НОВ360	1	ВГ2,5	6000	6	3,2	3,2	4160	1950
2НОВ360	2	ВГ3,3	11500	6	5,6	2,6	6730	1950
1НОВ400	1	ВГ2,5	9000	6	3,3	2,6	5550	1950
2НОВ400	2	ВГ3,3	15000	6	5,8	2,7	8680	1950
2КНА3,6	2	ВГ2,5	11500	4,2	5,7	3,0	8750	2000
1КНА4,0	1	ВГ3,3	9000	5,4	3,4	3,0	7130	2000
2КНА5,2	2	ВГ3,3	11000	5,4	5,7	3,0	8970	2000
1КНА5,2	1	ВГ3,3	14000	7,2	3,5	3,0	9390	2000
2КНА5,2	2	ВГ3,3	14000	7,2	5,8	3,0	12950	2000

Таблиця 5 - Технічна характеристика напрямних шківів

Типорозмір шківа	Діаметр шківа, м	Макс. діаметр канату, мм	$\frac{GD^2}{\phi}$, кг, м ²
ШК3	3,0	37,0	10136
ШК4	4,0	52,0	27800
ШК5	5,0	53,0	71500
Ш6А	6,0	60,0	139000
ШУ6	6,0	65,0	166000

Таблиця 6 – Технічна характеристика редукторів

Типорозмір	Передавальне число	$\frac{GD^2}{g}$ кг, м ²	Найбільший момент, що крутить, в період розгону, Н, м
ЦО -16	10,5	61000	215820
ЦО – 16	11,5	65000	186390
ЦО -18	10,5	91000	313920
ЦО – 18	11,5	98000	284490
ЦО -22	10,5	250000	559170
ЦО - 22	11,5	280000	490500

Таблиця 7 - Трифазні асинхронні електродвигуни типу АКН2

Типорозмір	Потужність, кВт	Швидкість обертання, об/хв		Номінальне навантаження	$\frac{GD^2}{g}$ кг, м ²
		асинхр.	синхр.		
1	2	3	4	5	6
АКН2 -17-23-16	315	365	376	2,3	1190
АКН2 -17-31-20	315	290	300	2,3	1430
АКН2-18-27-24	315	240	250	2,3	2600
АКН2-17-27-16	400	365	375	2,3	1300
АКН2-17-39-20	400	290	300	2,3	1670
АКН2-18-32-24	400	240	250	2,3	2800
АКН2-16-39-12	500	490	500	2,3	780
АКН2-17-31-16	500	365	375	2,3	1440
АКН2-18-27-20	500	290	300	2,3	2600
АКН2-18-36-24	500	210	250	2,4	3200
АКН2-15-57-10	630	590	600	2,3	520
АКН2-16-48-12	630	490	500	2,3	300
АКН2-17-39-16	630	365	375	2,4	1600
АКН2-18-36-20	630	290	300	2,3	3200
АКН2-18-47-24	630	245	250	2,5	3800
АКН2-15-57-8	800	735	750	2,5	470
АКН2-15-69-10	800	590	600	2,3	620
АКН2-16-57-12	800	490	500	2,4	1030
АКН2-18-36-16	800	370	375	2,4	3400

AKH218-43-20	800	295	300	2,3	3200
AKH2-19-33-24	800	245	250	2,3	7000
AKH215-69-8	1000	740	750	2,5	540
AKH2-17-48-12	1000	495	500	2,3	1880
AKH2-18-43-16	1000	370	375	2,3	3900
AKH2-19-33-20	1000	295	300	2,5	7160
AKH2-19-41-24	1000	245	250	2,3	8000
AKH2-16-57-8	1250	740	750	2,3	850
AKH2-16-69-10	1250	590	600	2,3	1200
AKH2-17-57-12	1250	495	500	2,3	2160
AKH2-18-53-16	1250	370	375	2,4	4500
AKH2-19-41-20	1250	295	300	2,4	7160
AKH2-19-47-21	1250	245	250	2,4	8940

Дані деяких стандартних підйомних круглорядних канатів
Таблиця 8

Тип та конструкція каната	Діаметр каната, мм	Розрахункова площа перерізу дроту, мм ²	Розрахункова маса 1000 м змащеного каната, кг	Маркована група з тимчасового опору розриву, Н/мм ²				
				1400	1600	1700	1800	2000
				Сумарне розривне зусилля всіх дротів у канаті, Н				
ЛК-3 6x25 (1+6; 6+12)+1 о.с.	22,5	187,03	1845	261500	299000	317500	336500	374000
	24	214,86	2120	300500	343500	365000	386500	429500
	25,5	244,61	2410	342000	391000	415500	440000	489000
	27,5	276,31	2725	386500	442000	469500	497000	552500
	29	309,93	3055	483500	495500	526500	557500	619500
	32	380,49	3750	532500	608500	646500	684500	760500
	35,5	460,98	4541	645000	737500	783500	829500	921000
	38,5	546,3	5385	764500	874000	928500	983000	1090000
	42	644,54	6350	902000	1030000	1095000	1160000	1285000
	45	748,13	7370	1045000	1195000	1270000	1345000	1495000
	48,5	859,44	8466	1200000	1375000	1460000	1545000	1715000
ЛК-РО 6x36(1+7+7/7+14)+1 о.с.	33	420,96	4155	589000	673500	715500	757500	841500
	36,5	503,08	4965	704000	804500	85500	905500	1005000
	39,5	615,95	6080	862000	985500	1045000	1105000	1230000
	42	683,67	6750	957000	1090000	1160000	123000	1365000
	46,5	848,08	8370	1185000	1355000	1440000	1525000	1695000
	50,5	1003,97	9910	1405000	1605000	1705000	1805000	2005000
	53,5	1128,9	11150	1580000	1805000	1915000	2030000	2255000
	58,5	1314,55	13000	1840000	2100000	2230000	2365000	-
	60,5	1446,74	14250	2025000	2310000	2455000	2600000	-
	63	1599,96	15800	2235000	2555000	2715000	2875000	-

Дані деяких стандартних плоских канатів
Таблиця 9

Розміри каната, мм		Розрахункова площа перерізу всіх дротів, мм ²	Розрахункова маса 1000 м змащеного каната, кг	Маркувальна група з тимчасового опору розриву, Н/мм ²				
ширина	товщина			1400	1600	1700	1800	2000
				Сумарне розривне зусилля всіх дротів у канаті, Н				
95	15,5	458,66	4530	642000	733500	779500	8255000	917000
107	17,5	579,31	5720	811000	926500	984500	1040000	1155000
119	19,5	714	7050	999500	1140000	1210000	1285000	1425000
124	20	578,88	6050	810000	925000	984000	104000	1155000
139	22,5	731,52	7690	1020000	1170000	1240000	1315000	1460000
154	25	904,32	9430	1265000	1445000	1535000	1625000	1805000
170	27,5	1094,4	11500	1530000	1750000	1860000	1965000	2185000
186	30,5	1302,88	13610	1820000	2080000	2210000	2345000	2605000

Додаток 11
Технічні характеристики підйомних машин із циліндричними барабанами ДМЗ ім. ЛКУ

Параметри	Машини					
	1x2,5x2	2x2,5x1,2	1x3x2Y	2x3x1,5Y	11-3,5x2A	2Ц-3,5x1,7A
Діаметр барабана, м	2,6	2,6	3	3	3,4	3,4
Максимальна статична напруга гілки каната на барабані, кН	65	75	130	130	180	150
Максимальна різниця статичних натягів канатів, кН	65	65	80	80	140	125
Максимальний діаметр канату, мм	32	32	37	37	43,5	43,5
Максимальна швидкість, м/с	8,6	8,6	9,8	9,8	10	10
Наведена до діаметру навивки маса (10 ³ кг) частин машини, що обертаються (без електродвигуна) при передавальному числі редуктора:						
30	1,39	2,28	1,72	2,35	-	-
20	1,08	2,05	1,46	2,1	2,07	3,3
11,5	0,95	1,85	1,29	1,9	1,84	2,87
10,5	-	-	-	-	1,81	2,85

Технічні характеристики двобарабанних підйомних машин із циліндричними барабанами

Параметри	Машини						
	2Ц-4x1,8	2Ц-4x2,3	2Ц-5x2,4	2Ц-5x2,8	2Ц-6x2,4	2Ц-6x2,8	2Ц-6x2,8У
Максимальна статична напруга гілки каната на барабані, кН	220	250	280	560	320	360	560
Максимальна різниця статичних натягів канатів, кН	160	160	210	400	240	270	400
Максимальний діаметр канату, мм	50	50	53,5	53,5	63	63	63
Максимальна швидкість, м/с	12	14	16	14	16	16	16
Маховий момент машини, наведений до тихохідного валу, без редуктора та електродвигуна $\text{кН} \cdot \text{м}^3$	3600	5000	10000	44000	20000	25000	64000

Технічні характеристики однобарабанних підйомних машин із циліндричними барабанами

Параметри	машини			
	ЦР-4x3/0,7	ЦР-5x3/0,6	ЦР-6x3/0,6	ЦР-6x3,4/0,6
Максимальна статична напруга гілки каната на барабані, кН	250	280	320	360
Максимальна різниця статичних натягів канатів, кН	160	210	240	270
Максимальний діаметр канату, мм	50	53	63	63
Максимальна швидкість, м/с	12	14	16	16
Маховий момент машини, наведений до тихохідного валу, без редуктора та електродвигуна $\text{кН} \cdot \text{м}^3$	3000	6800	12000	14000

Технічні характеристики багатобарабаних підйомних машин із циліндричними барабанами

Параметри	машини						
	ЦШ2,1х4	МК2,25х4	МК3,25х4	ЦШ4х4 і МК4х4	Цш 4х5	МК5х4	ЦШ5х8
Максимальна статична напруга гілки каната, кН	265	340	500	800 (770)	1450	1200	2150
Максимальна різниця статичних натягів канатів, кН	80	120	150	250	350	250	500
Максимальний діаметр канату, мм	27	28	32,5	40	50	50	50
Максимальна швидкість, м/с	11	12	14	14	16	16	16
Відстань між канатами на канатоведучому шківі, м	250	250	300	300	300	300	300
Маховий момент машини, наведений до тихохідного валу, без редуктора та електродвигуна $\text{кН} \cdot \text{м}^3$	220	300	740	2100 (1920)	6250	5000	11000
Висота підйому, м	1200	1200	1200	1000	1600	1600	1600

Технічні характеристики підйомних машин із біциліндричними барабанами

параметри	машини	
	БЦК-8/5х2,7	БЦК-9/5х2,5
Ширина малого циліндра, м	0,87	0,84
Максимальний статичний натяг канатів, кН	630	400
Максимальна різниця статичних натягів канатів, кН	480	320
Максимальний статичний момент, $\text{кН} \cdot \text{м}$	1400	950
Максимальний діаметр канату, мм	63	60,5
Максимальна швидкість, м/с	16	16
Маховий момент без редуктора та електродвигуна $\text{кН} \cdot \text{м}^3$	90 000	65 000

Технічні характеристики редуктора підйомних машин

Редуктор	Передавальне число	Максимальний крутний момент на відомому валу, кН·м	Допустима частина обертання ведучого валу, об/хв	Маховий момент редуктора, кН·м ²	Типорозмір машин, з яким застосовуються редуктори
ЦДН-130	11,5; 20; 30	120	750; 1000; 1000	107;190; 403	1x2,5x2; 2x2,5x1,2
ЦДН-150	11,5; 20;30	200	590; 720; 720	220;330; 480	1x3x2У; 2x3x2У
ЦДН-170	10,5; 11,5; 20	300	590;590; 720	400; 435; 715	Ц-3,5x2А; 2Ц-3,5x1,7А
2ЦО-18;	10,5;	320; 280	500	910; 980	2Ц-4x1,8;
2ЦОН-18	11,5;	(360; 320)*			2Ц-4x2,3; ЦР-4x3/07
ЦД-20;	20	380	650	1000	2Ц-4x1,8;
ЦДН-20					2Ц-4x2,3
2ЦО-22;	10,5;	500	500	2500; 2800	2Ц-5x2,4;
2ЦОН-22	11,5				2Ц-6x2,4; 2Ц-6x2,8; ЦР-5x3/0,6; ЦР-6x3/06; БЦК-9/5x2,5
2ЦД-14	6; 7,35; 10,5; 11,5	750	750	120;180; 240;260	ЦШ 2,1Х4; МК 2,25x4;
2ЦД-17	7,35; 10,5; 11,5	600	600	427; 495; 664	МК 3,25x4; МК 4x4; ЦШ 4x4
2ЦД-20	7,35; 10,5; 11,5	600	600	910; 1330; 1570	МК 4x4; ЦШ 4x4