

Ткаченко Віталій Олегович

Магістерська робота

**Дослідження та обґрунтування раціональних параметрів
шахтних самохідних вагонів**

Керівник

проф., д.т.н. Громадський А.С.

ВСТУП

Основним напрямком розвитку сучасної гірничодобувної промисловості є перехід до якомога повної механізації усіх виробничих процесів, використання циклічно-потоккових та потоккових технологій видобутку, у тому числі транспортування гірничої маси. Лише таким шляхом можна досягти найвищих результатів праці та забезпечити високі техніко-економічні показники гірничих підприємств [1-6].

Характерна риса передових рудників світової гірничорудної промисловості – широке використання комплексів самохідного обладнання для механізації різноманітних технологічних процесів підземного видобутку міцних руд. Це стосується проходки горизонтальних і вертикальних гірничих виробок, очисного виймання гірничої маси, допоміжних операцій забезпечення вказаних робіт та життєдіяльності підприємства. Сучасні рудники, особливо закордонні, насичені самохідними шахтними бурильними установками, навантажувально-транспортними машинами, мобільною технікою для зведення кріплення, зарядки шпурів і свердловин вибухівкою, перевезення людей, обладнання, палива, мастильних та будівельних матеріалів, інструментів і пристосувань, ремонту гірничого обладнання, будівництва та обслуговування транспортних шляхів і технологічних мереж. Головним чином, це машини на пневмошинному ході, з дизельним або електричним приводом, які відрізняються високою маневреністю, зручністю керування та обслуговування, надійністю в експлуатації, можуть мати уніфіковані ходові частини та різноманітне змінне робоче обладнання. Правильне поєднання та використання подібної техніки у складі різноманітних комплексів дає можливість суттєво підвищити продуктивність праці під час підземного видобутку міцних руд [3,5-12].

Одним з можливих і перспективних варіантів мобільного транспортного обладнання є шахтні самохідні вагони з пневмоколісною ходовою частиною. Такі установки знаходять використання у різних умовах підземної експлуатації з тенденцією підвищення швидкості їх руху та вантажопідйомності при габаритах, що забезпечують можливість роботи у стиснених умовах підземних виробок.

Аналіз досліджень, виконаних провідними науковими установами галузі, показує що така техніка потрібна і доцільна під час впровадження сучасних технологій масового очисного виймання руд із застосуванням комплексів самохідного обладнання. З огляду на це, важливість та актуальність теми представленої магістерської роботи не викликає жодних сумнівів.

Об'єкт дослідження – технологічний процес транспортування гірничої маси під час підземного очисного виймання міцних руд.

Предмет дослідження – шахтні самохідні вагони.

Наукове положення – використання шахтних самохідних вагонів у процесі підземного транспортування гірничої маси забезпечує суттєве скорочення непродуктивних втрат робочого часу на маневрові операції.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Короткий аналіз гірничотехнічних умов роботи рудникового самохідного обладнання

Умови експлуатації самохідного гірничого обладнання у підземних рудниках вельми складні і важкі. У повній мірі це стосується пневмоколісних машин для транспортування гірничої маси від забою до стовбура шахти або на її поверхню (за наявності похилого стовбура).

Транспортні шляхи, по яких пересувається така техніка, у більшості випадків не мають штучного покриття (за винятком окремих головних відкотних виробок, які можуть бути бетонованими або асфальтованими). Стан звичайних доріг суттєво залежить від системи ведення гірничих робіт, міцності й абразивності руд та оточуючих порід, що розробляються.

Тип, геометрія та розташування рудного тіла визначають величини поздовжніх ухилів доріг, внаслідок чого машини змушені рухатися як на підйом, так і під ухил. При цьому оптимальні та граничні величини поздовжніх і поперечних ухилів залежать від коефіцієнту зчеплення шин з поверхнею ґрунту дороги. Крім того, шахтні дороги відрізняються значними нерівностями підшви та викривленістю у плані.

Поперечні габарити самохідного транспортного обладнання обмежуються розмірами виробок, які, у свою чергу, визначаються в основному величиною гірничого тиску та стійкістю оточуючих порід. При цьому, висота транспортного засобу залежить від висоти виробки з точки зору забезпечення необхідної оглядовості траси з місця водія, а його ширина – від ширини виробки для дотримання необхідних зазорів, що забезпечують задану швидкість руху машини. На довжину транспортного засобу накладаються обмеження, пов'язані з наявними внутрішніми і зовнішніми радіусами повороту на заокругленнях виробок.

Усе вищесказане вимагає обережного і зваженого підходу до вибору та обґрунтування як конструктивного виконання засобів транспортування гірничої маси

мобільного типу, так і особливостей його експлуатації. Наприклад, незадовільний стан дорожнього покриття завжди стає причиною прискореного зносу шин самохідних машин та підвищених витрат енергії на процес переміщення.

Правильне поєднання машин у складі транспортних і транспортно-технологічних комплексів самохідного обладнання та раціональна організація виробництва гірничих робіт – запорука досягнення найкращих результатів експлуатації.

На рис. 1.1 показані загальні види основних типів підземного самохідного транспортного обладнання з пневмоколісною ходовою частиною, а саме: навантажувально-транспортної машини (рис. 1.1а), підземного автосамоскиду (рис. 1.1б), бункера-перевантажника (рис. 1.1в) та шахтного самохідного вагону (рис. 1.1г) [7].

1.2 Шахтні самохідні вагони:

принципова схема та основні вимоги до конструкції

Таким чином, одним з можливих варіантів мобільного механічного обладнання для доставки руди в умовах підземних рудників є шахтні самохідні вагони. У залежності від технологічних особливостей залягання та розробки родовища вони знаходять попит разом з навантажувальними і навантажувально-транспортними машинами, а також шахтними автосамоскидами.

На рис. 1.2 показаний один з можливих варіантів принципової загальної схеми шахтного самохідного вагону [13]. Він представляє собою спеціальну підземну транспортну машину, призначену для руху вперед і назад без розворотів, з мінімальними зазорами (300 мм) між стінками виробок і машиною, з малою висотою і коротким плечем дії (до 300-400 м).

Самохідні вагони можуть відрізнятися кількістю ведучих і ведених коліс, заданою вантажопідйомністю, типом приводу ходової частини, рульового керування, гальм, але в усіх без винятку конструкціях кузов для розміщення руди займає усю центральну частину машини, а в його днищі по усій довжині вбудований скребковий конвеєр для рівномірного завантаження та розвантаження гірничої

маси. Конвеєр зазвичай має два ланцюги з приводом у розвантажувального кінця кузова, який може нахилитися.

Ходова частина машини у варіанті, показаному на кінематичній схемі рис. 1.3, представляє собою чотирьох- (набагато рідше шестиколісний) рушій (усі колеса керовані) з приводом на усі чи лише два колеса з бездиференційною (бортовою) роздачею крутного моменту. Остання потрібна, знову ж таки, з огляду на необхідність використання усієї середньої частини машини для розміщення мінімального за висотою кузова з центральним конвеєром. Проте вона призводить до нерівномірного розподілення складових сили тяги між бортами, а це деколи порушує кінематику повороту і погіршує керованість машини.

Привод установки може бути дизельним або електричним (постійного чи змінного струму з кабельним або акумуляторним живленням).

Конструкції самохідних вагонів характеризуються низьким розташуванням центру ваги, короткою базою, малим радіусом повороту та невеликою швидкістю руху (8-10 км/год.).

До конструкцій шахтних самохідних вагонів ставляться як загальні, так і спеціальні вимоги. До перших відносяться наступні:

- відповідність гірничотехнічним умовам експлуатації;
- резерви удосконалення основної моделі та її модифікацій;
- технологічність, що забезпечує мінімальні витрати матеріалів, обладнання і праці;
- експлуатаційна економічність;
- максимальна уніфікація вузлів і деталей;
- простота, доступність та ремонтпридатність;
- висока надійність та зносостійкість у межах амортизаційного терміну;
- простота, легкість і зручність керування та обслуговування;
- пристосування до перевезення та буксирування;
- ергономічність та екологічність.

Серед спеціальних вимог слід відзначити:

- малі габаритні розміри машини у цілому та її окремих агрегатів і вузлів

зокрема;

- високу прохідність машини для успішного руху шляхами без штучного покриття;

- здатність долати з повним навантаженням підйоми до 15° і тривалий час працювати в умовах поперечного ухилу до 15°;

- високі динамічні якості;

- невеликий тиск на ґрунт;

- можливість експлуатації в якості тягача;

- хороше зчеплення шин з ґрунтами різних типів;

- хороша маневреність, у тому числі мінімальний радіус повороту;

- однакова працездатність під час прямого і зворотного руху (за човниковою схемою);

- можливість роботи у комплексі з навантажувальними машинами та прохідницькими комбайнами. На рис. 1.4 показаний приклад компонування такого комплексу та поперечні перетини його складових частин і виробок, в яких вони працюють. На рис. 1.5 приведені варіанти завантаження вагонів гірничою масою з розмірами шматків не більше 400x400x800 мм), а на рис. 1.6 – розвантаження у проміжні ємності та інші транспортні засоби;

- достатній радіус дії (не менше 200 м) для машин з електричним приводом;

- можливість лівого і правого виконання машин для зручності їх парної роботи в одній виробці;

- можливість розбирання на окремі вузли, розміри яких забезпечують демонтаж, транспортування (особливо у кліті чи під кліттю) та монтаж у шахтних умовах;

- наявність надійних колісних гальм для якісного гальмування з вантажем під час руху на ухилі; можливість використання стоянкового гальма в якості аварійного та гальмування тяговими ходовими двигунами під час руху на тривалих спусках;

- відповідність усім вимогам техніки безпеки при роботі у шахтах, небезпечних за вмістом газу і пилу [14].

У табл. 1.1 приведені основні технічні характеристики вітчизняних конструкцій шахтних самохідних вагонів [7].

1.3 Доцільні області використання підземних самохідних вагонів

Як вже говорилося вище, у вітчизняній та закордонній практиці підземної розробки міцних руд усе ширше використання знаходять комплекси самохідного обладнання для проходки гірничих виробок та очисного виймання руди, до складу яких входять різного роду транспортні засоби доставки гірничої маси у межах рудника: вантажники, навантажувально-транспортні машини, самохідні вагони, самоскиди.

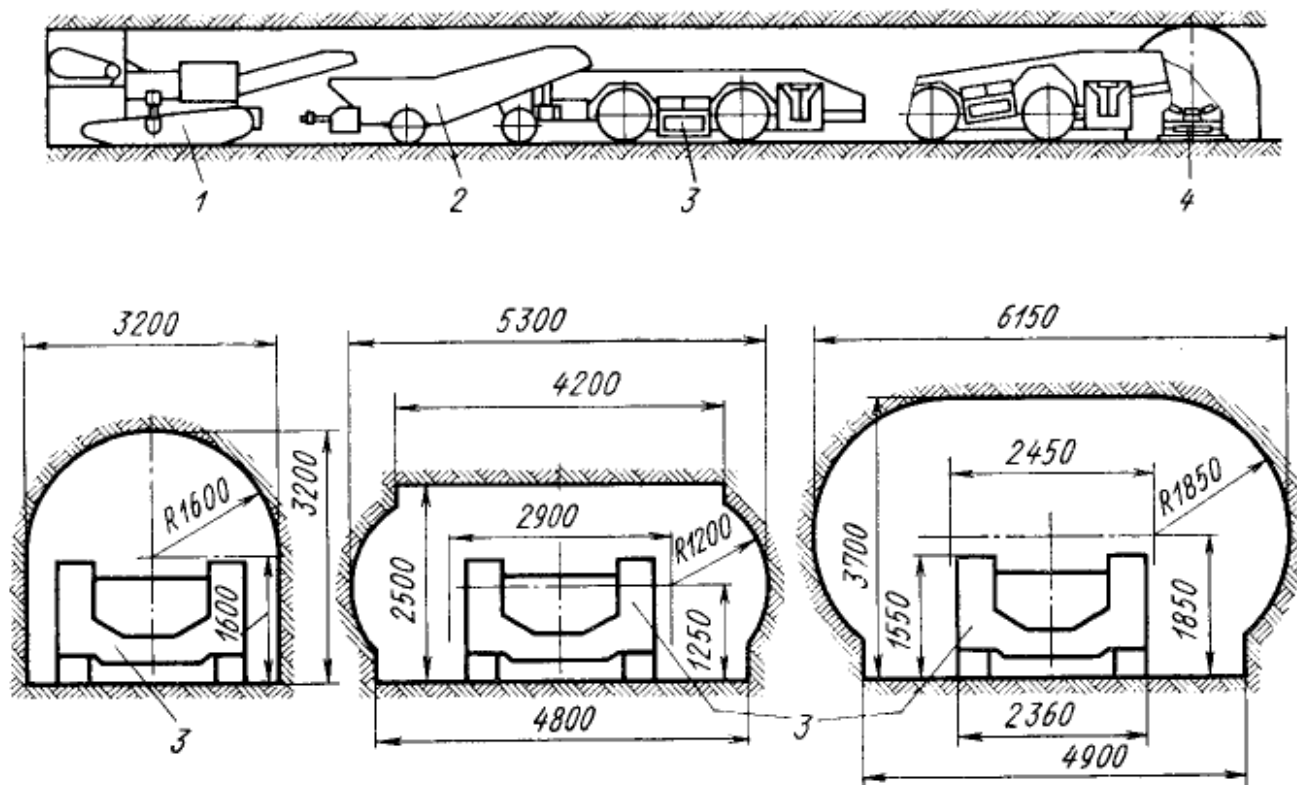


Рисунок 1.4 – Умови роботи шахтних самохідних вагонів у комплексах машин:
 1 – комбайн; 2 – бункер-перевантажник; 3 – шахтний самохідний вагон;
 4 – стрічковий конвеєр

Для родовищ пологого залягання в якості транспортних машин найбільше підходять самохідні вагони та автосамоскиди. Але якщо останні у силу своїх

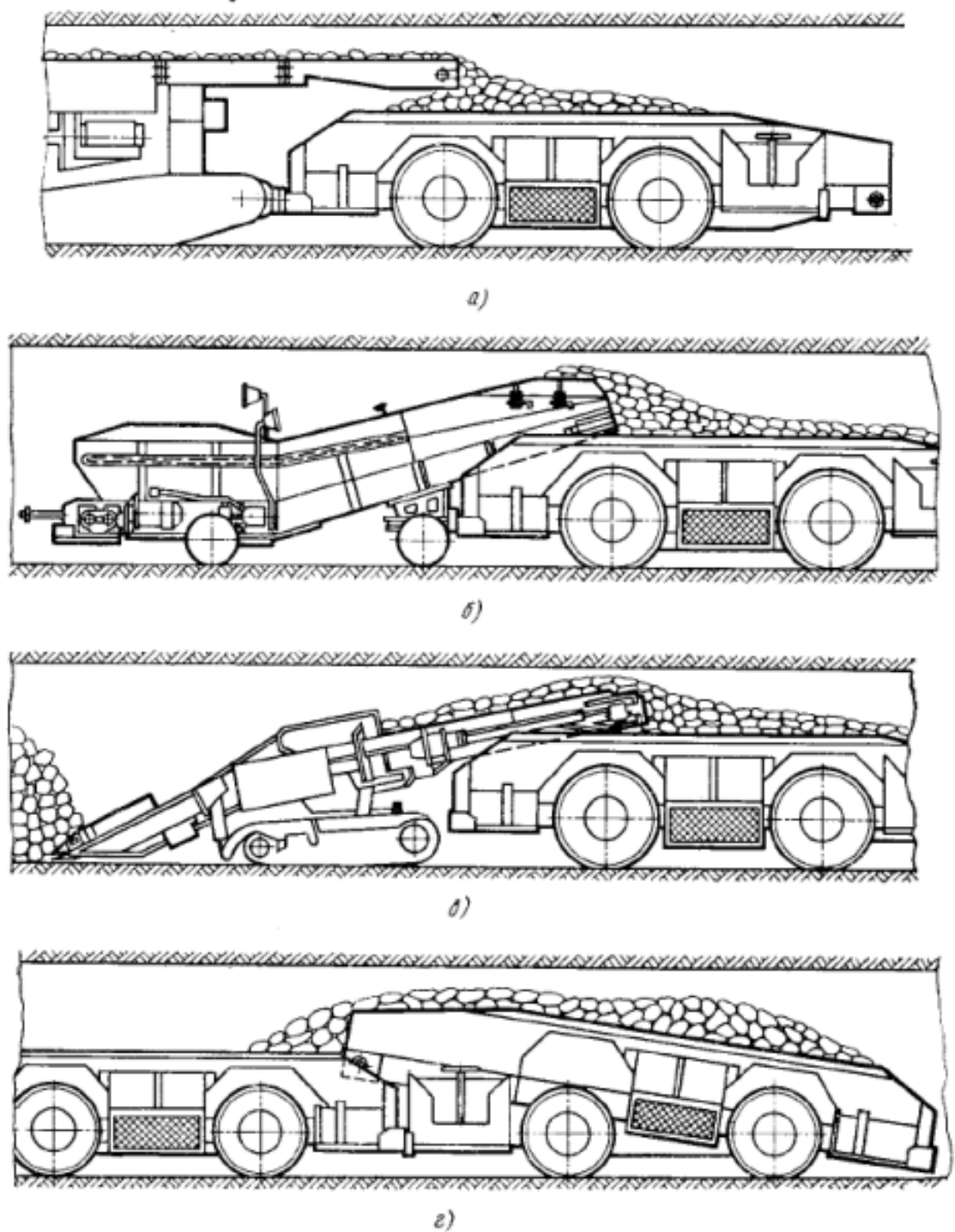


Рисунок 1.5 – Схеми завантаження шахтних самохідних вагонів:
 а – комбайном; б – бункер-перевантажником;
 в – навантажувальною машиною; г – іншим шахтним самохідним вагоном

порівняно значних габаритів застосовуються лише під час розробки досить потужних покладів корисних копалин, де є можливість проходки підземних виробок великого поперечного перетину, то самохідні вагони придатні як для потужних,

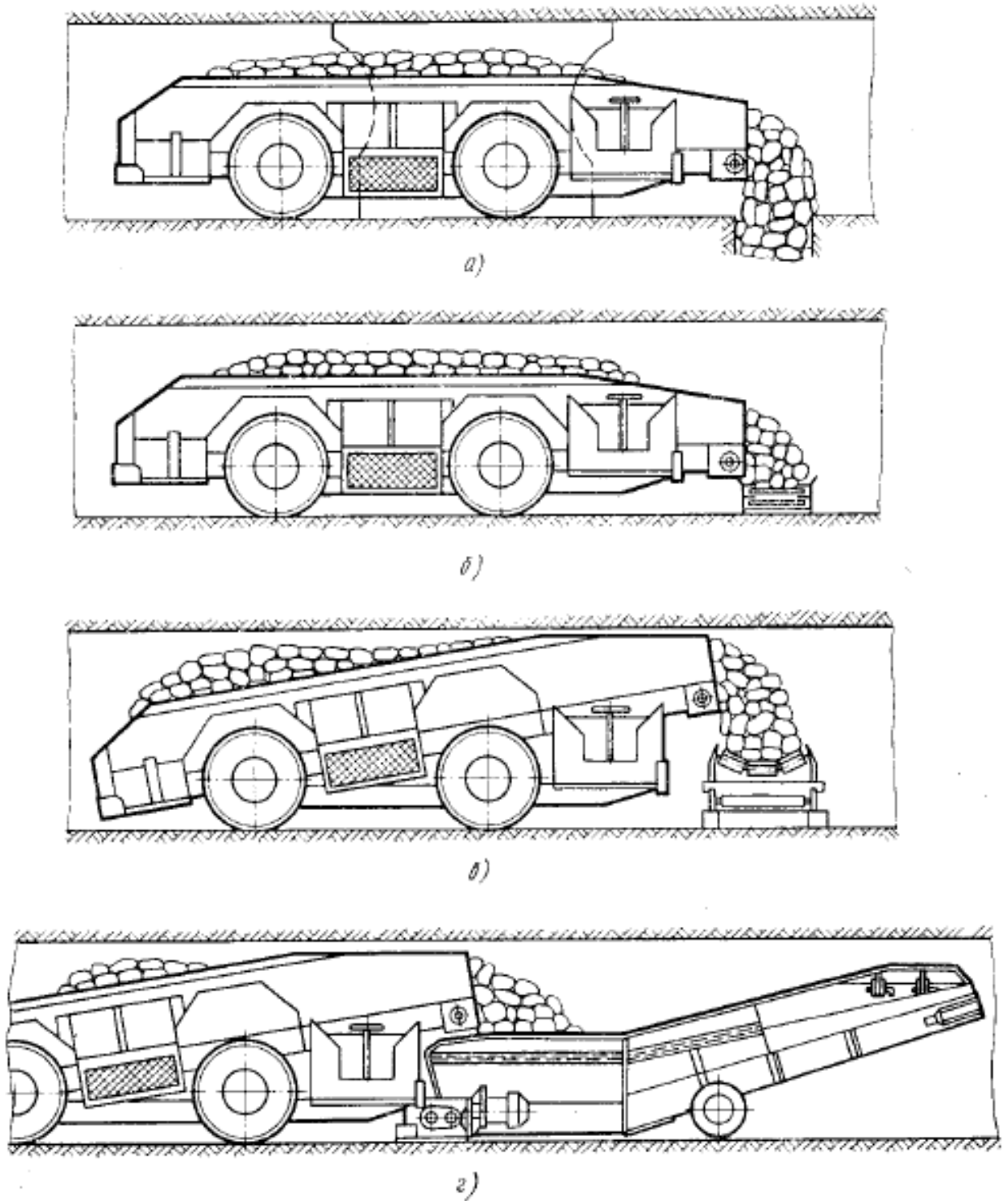


Рисунок 1.6 – Схеми розвантаження шахтних самохідних вагонів:
 а – в рудоспуск; б – на скребковий конвеєр;
 в – на стрічковий конвеєр; г – на бункер-перевантажник

так і для малопотужних покладів. У цілому вони рекомендуються до використання на очисних і підготовчих роботах в умовах не лише положистих, а також в окремих випадках і похилих (з кутом падіння до 15°) родовищ. При цьому самохідні

вагони можуть працювати і як самостійні транспортні засоби, і у поєднанні з іншими видами транспорту.

Можна виділити наступні схеми транспортування гірничої маси із застосуванням такого обладнання:

- від забоїв до відкотного штреку або рудоспуску – скреперами або конвеєрами; по магістральних виробках – шахтними самохідними вагонами;
- у межах виймальної ділянки з доставкою гірничої маси від навантажувальної машини до рудоспуску або штреку – шахтними самохідними вагонами; далі – відкаткою по рейках або конвеєрами;
- від забоїв до стовбура – шахтними самохідними вагонами;
- від забоїв безпосередньо на поверхню – шахтними самохідними вагонами.

Цей вид транспорту представляється вельми перспективним і схем транспортування руди за його допомогою стає все більше.

Радіус дії самохідних вагонів з електричним приводом обмежений ємністю кабельного барабану, яка складає максимум 200 м кабелю. Таким чином, найбільша довжина доставки у разі розташування джерела живлення посередині траси може досягати 400 м. Удвічі збільшити цю відстань можна, якщо передавати корисну копалину на інший самохідний вагон через бункер-перевантажник, встановлений на початку наступного відрізка траси довжиною 400 м.

Зрозуміле бажання підвищення вантажопідйомності самохідних вагонів обмежується перетином виробок, якими здійснюється транспортування гірничої маси, та недостатньою несучою здатністю підосви виробок.

Організація підземного видобутку корисних копалин з використанням в якості транспортних засобів лише самохідних вагонів вимагає необмеженого радіусу їх дії, тобто використання автономного приводу (дизельного, дизель-електричного або акумуляторного). Перші два з них, у свою чергу, неможливі без високо-ефективного очищення відпрацьованих газів та інтенсивного провітрювання виробок доставки.

Під час розробки родовищ руд чорних та кольорових металів рух самохідних вагонів у процесі проходки виробок або очисного виймання відбувається по

штреках і камерах з нерівними підшвами, вкритими абразивним рудним дріб'язком. При видобутку гірничо-хімічної сировини (наприклад, калійних родовищ) частіше застосовується камерно-стовпова система розробки, яка створює найсприятливіші умови для використання самохідних вагонів.

Висновки:

- складність процесу експлуатації самохідного пневмоколісного гірничотранспортного обладнання в умовах підземних рудників у більшості випадків обумовлена надмірними розмірами шматків гірничої маси, обмеженими габаритами гірничих виробок, непорядкованими дорогами, вкритими міцними абразивними породами, підйомами та ухилами транспортних трас, частими поворотами на їх заокругленнях. Усі ці фактори стають причинами передчасного зносу вузлів і деталей обладнання, його відмов та пов'язаних з ними простоїв і необхідності ремонтних заходів. Тому розробка конструкцій та режимів експлуатації такої техніки, зокрема шахтних самохідних вагонів, потребують серйозного наукового підходу та зваженого обґрунтування її параметрів;

- результати аналізу принципу дії, можливих конструктивних схем, вимог, що ставляться до самохідних вагонів, та перспективних областей практичного застосування такої техніки свідчать про безсумнівну доцільність її використання в умовах підземних рудників чорної і кольорової металургії та під час розробки родовищ гірничо-хімічної сировини. Головною перевагою такого виду підземного самохідного транспорту (у порівнянні, наприклад, з широко розповсюдженими колісними навантажувально-транспортними машинами) є відсутність необхідності розворотів установок у гірничих виробках, адже вони здатні працювати у реверсному режимі роботи. Це дає можливість суттєво скоротити непродуктивні витрати робочого часу на допоміжні маневрові операції.

1.4 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – обґрунтування раціональних параметрів шахтних самохідних

вагонів.

Проведений аналіз гірничотехнічних умов роботи рудникового самохідного обладнання, основних характеристик та доцільних областей використання шахтних самохідних вагонів у гірничодобувній промисловості дозволив сформулювати задачі, які потрібно вирішити під час здійснення даного дослідження, а саме:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- обґрунтувати вимоги до ходової частини вагонів;
- проаналізувати існуючі опори руху ходової частини вагонів для оцінки динаміки процесу та виконання тягового розрахунку машин;
- дослідити проблеми керованості самохідних вагонів у стиснених умовах руху підземними виробками;
- проаналізувати особливості руху вагонів на поворотах та оцінити необхідність стабілізації керованих коліс мостів ходової частини;
- розглянути вимоги до вантажонесучого органу шахтного самохідного вагону, проаналізувати особливості конструктивного виконання кузова і донного конвеєра машини;
- обґрунтувати раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри вантажонесучого органу;
- запропонувати методикау тягового та кінематичного розрахунку приводу скребкового конвеєра самохідного вагону.

Об'єкт дослідження – технологічний процес транспортування гірничої маси під час підземного очисного виймання міцних руд.

Предмет дослідження – шахтні самохідні вагони.

Наукове положення – використання шахтних самохідних вагонів у процесі підземного транспортування гірничої маси забезпечує суттєве скорочення непродуктивних втрат робочого часу на маневрові операції.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Наукові дослідження є невід'ємною частиною процесу створення та постановки на виробництво нових зразків техніки, у тому числі гірничої. На цьому етапі робіт забезпечується «... наукове обґрунтування основних показників призначення розроблюваного виробу на основі аналізу передових досягнень та технічного рівня вітчизняної і закордонної техніки, патентної документації, наукового прогнозування» [3]. Далі, під час проектування і виготовлення машини виконуються дослідження, спрямовані на пошук нових технічних рішень, перевірку відповідності досягнутих результатів очікуваним, випробування можливостей техніки, оцінку її технічного рівня та надійності.

Проведення наукових досліджень нерозривно пов'язано з використанням загальноприйнятих методів: теоретичних, експериментальних та спеціальних.

У представленій магістерській роботі застосований аналітичний метод досліджень гірничотехнічних умов роботи рудникового самохідного обладнання, основних характеристик та доцільних областей використання шахтних самохідних вагонів у гірничодобувній промисловості, ходової частини та вантажонесучих органів такого обладнання, методи розрахунку його конструктивних та експлуатаційних параметрів.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ САМОХІДНИХ ВАГОНІВ

3.1 Обґрунтування вимог до ходової частини

Шахтні самохідні вагони є транспортними засобами, тому однією з найголовніших частин такого обладнання є ходова, від якої у значній мірі залежить ефективність процесу транспортування гірничої маси. Важливість цього агрегату та специфічні умови експлуатації транспортних машин у підземних рудниках визначають високі вимоги до якості його конструктивного виконання та здатності реалізовувати потрібні режими роботи.

Від підземного транспортного засобу такого роду вимагається:

- механічна характеристика приводу, яка забезпечує найкращі тягові зусилля для руху машини як горизонтальною дільницею траси, так на підйом;
- за можливості мати систему безступінчастого регулювання швидкості. У протилежному випадку ступені регулювання швидкості повинні забезпечити максимально ефективну роботу приводу на кожній швидкості з точки зору тягового зусилля, потужності та економічності;
- реалізовувати режим гальмування за допомогою двигуна на тривалих спусках завантаженого транспортного засобу;
- простота і легкість керування, зручність обслуговування, мінімальний шум під час роботи;
- малі моменти інерції рухомих елементів для зниження ударних навантажень на конструкцію;
- можливість реверсування електропривода у разі використання човникової схеми роботи.

Для тягових розрахунків шахтних самохідних вагонів в якості вихідних даних потрібно мати наступні:

- максимальний кут підйому траси α_{\max} чи її ухил i_{\max} , який вагон може подолати на найвищій передачі двигуна внутрішнього згоряння або на природній

характеристиці електродвигуна;

- відповідні значення $\alpha_{1\max}$ чи її ухил $i_{1\max}$, який вагон може подолати на найнижчій передачі двигуна внутрішнього згорання або відповідні значення α і i під час рушання, при яких відбудеться пуск електродвигуна;

- максимальна швидкість руху завантаженого вагону $v_{v\max}$ на горизонтальній ділянці траси;

- власна маса вагону;

- максимальна маса завантаженого матеріалу (вантажопідйомність вагону);

- розподілення загальної маси вагону по мостах;

- радіус кочення ведучих коліс.

3.2 Аналіз опорів руху ходової частини

Ходова частина вагону повинна долати під час руху усі опори, сумарний коефіцієнт яких буде дорівнювати $\psi = f + i$, де f – коефіцієнт опору коченню коліс без урахування їх уведення. Цей опір пояснюється внутрішніми витратами енергії у шинах коліс на їх деформацію, зовнішніми витратами на утворення колії, а також на тертя шини відносно ґрунту дороги. У табл. 3.1 приведені приблизні межі коливання значень f для різних типів покриттів підземних транспортних шляхів [13]. Для руху вагонів виробками без удосконаленого покриття рекомендується приймати $f = 0,06$, але уточнювати його для конкретних умов експлуатації.

Коефіцієнт f залежить від нерівностей дорожнього шляху, його поперечного ухилу, уведення коліс, а також від тиску повітря у шинах. Приведені вище його значення потрібно збільшувати у залежності від кута уведення $\delta_{ув}$, причому коефіцієнт кочення з уведенням $f_{ув}$ буде пропорційним квадрату цього кута.

При зниженні тиску повітря у шині зменшуються витрати енергії на утворення колії у ґрунті (колії стають меншими), але паралельно вони збільшуються на деформації самої шини. Тому для кожного стану дорожнього покриття потрібно підбирати відповідний внутрішній тиск у шині, при якому коефіцієнт опору коченню буде мінімальним.

Таблиця 3.1 – Значення f для різних типів покриттів підземних доріг

Тип покриття	Значення коефіцієнту f
Асфальтобетонне або цементоване у задовільному стані	0,18-0,20
Гравійне	0,04-0,07
Грунтове мокре	0,05-0,15
Грунтове укочене з нерівностями	0,05-0,08
Грунтове пухке з нерівностями	0,09-0,15
Грунтове пухке неукочене	0,25-0,30
Піщане сухе	0,15-0,30
Піщане вологе	0,08-0,10

Під час руху вагону на підйом на машину діє сила опору підйому наступної величини (рис. 3.1):

$$P_h = G_B \sin \alpha,$$

де G_B – повна вага завантаженого вагону. Коли підйом траси не перевершує 6° , можна вважати, що $\sin \alpha \approx \tan \alpha = \frac{h}{l} = i$. Тоді маємо: $P_h = G_B i$.

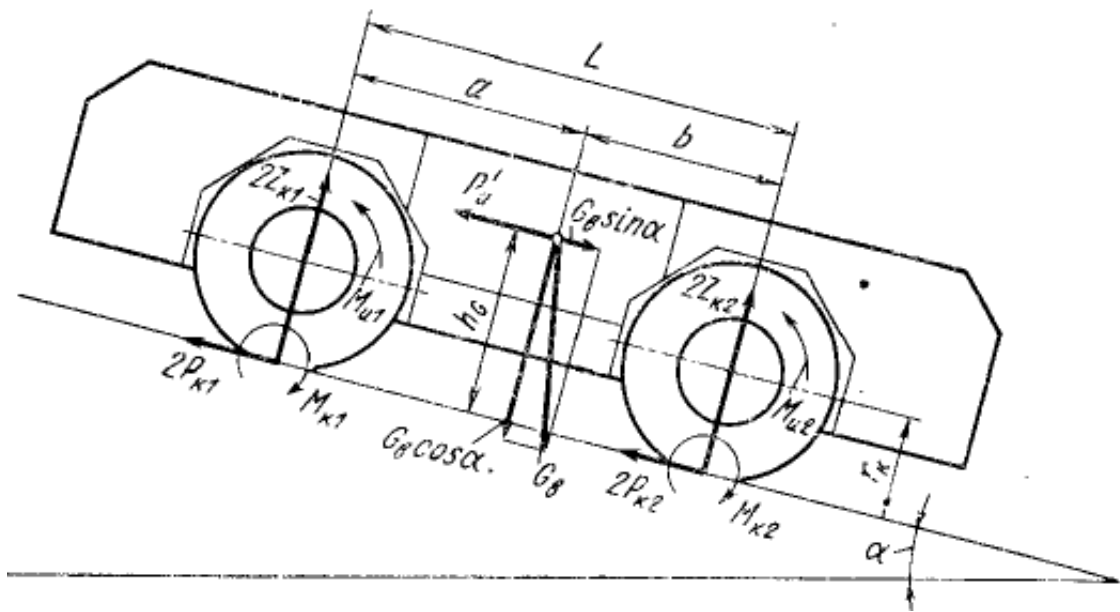


Рисунок 3.1 – Схема сил, що діють на самохідний вагон під час його руху на ухилі
 Величину сили сумарного опору шляху можна знайти за формулою:

$$P_{\psi} = P_f \pm P_h = G_B (f \cos \alpha \pm \sin \alpha),$$

де $P_f = G_B f \cos \alpha$ – сила опору коченню («+» – рух на підйом, «-» – рух на спуск).
 Вираз $(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)$ називається коефіцієнтом сумарного опору дороги ψ . При
 вказаних вище малих значеннях кута підйому $\cos \alpha \approx 1$. Тоді матимемо: $\psi =$
 $f \cos \alpha \pm \sin \alpha \approx f \pm i$.

Звідси отримаємо: $P_{\psi} = G_B \psi$.

На будь-який транспортний засіб під час його руху діє також опір атмосферного повітря. Але для швидкостей руху шахтних самохідних вагонів не більше 10 км/год сила опору повітря буде становити приблизно 50-80 Н. Для тягового розрахунку такою величиною можна знехтувати.

Нарешті, вагон буде сприймати опір сил інерції поступально рухомих та обертових мас машини. Під час розгону та гальмування вагону на нього буде діяти наступна сумарна сила інерції:

$$P_j = \pm \frac{\delta_{об} G_B j_B}{g},$$

де $\delta_{об}$ – коефіцієнт інерції обертових мас; j_B – прискорення (уповільнення) вагону, m/c^2 ; g – прискорення сили тяжіння, m/c^2 .

Величина $\delta_{об}$ для шахтних самохідних вагонів у загальному випадку складає:

$$\begin{aligned} \delta_{об} &= 1 + \frac{J_{я}g}{G_B} \cdot \frac{i_{тр}^2 \eta_{тр} n}{r_k^2} + \left(\frac{J_{к2} \eta_2 n_2}{r_k^2} + \frac{J_{к1} n_1}{r_k^2} \right) \frac{g}{G_B} = \\ &= 1 + \left(J_B i_n^2 \eta_n n_{дв} + J_1 n_1 + J_2 \eta_2 n_2 \right) \frac{g}{r_k^2 G_B}, \end{aligned}$$

де $J_{я}$ – момент інерції якоря електродвигуна, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $i_{тр}$ – передатне число редукторів приводу (трансмисії) ходової частини шахтного самохідного вагону; $\eta_{тр}$ – к.к.д. трансмісії; n – число тягових двигунів; $J_{к1}$ – момент інерції веденого колеса, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; n_1 – кількість ведених коліс; $J_{к2}$ – момент інерції ведучого колеса, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $n_{к2}$ – к.к.д. ведучого колеса; n_2 – кількість ведучих коліс; r_k – радіус кочення колеса (для випадку однакових шин усіх коліс).

Коли у вагоні усі колеса ведучі, маємо:

$$\delta_{об} = 1 + \left(J_B i_{тр}^2 \eta_{тр} n + J_{к2} \eta_2 n_{к2} \right) \frac{g}{r_k^2 G_B},$$

де n – кількість тягових двигунів; n_2 – кількість ведучих коліс.

У табл. 3.2 приведені величини сумарного коефіцієнту інерції обертових мас $\delta_{об}$ вітчизняних шахтних самохідних вагонів у залежності від їх маси та кількості ведучих коліс.

Таблиця 3.2 – Величини сумарного коефіцієнту інерції обертових мас вітчизняних шахтних самохідних вагонів у залежності від їх маси та кількості ведучих коліс

Найменування	Значення коефіцієнту $\delta_{об}$		
	1BC20	2BC15	1BC10
Шахтний самохідний вагон			
з двома ведучими колесами:			
завантажений	1,442	1,300	1,320
порожній	1,852	1,700	1,680
Шахтний самохідний вагон			

з чотирма ведучими колесами:

завантажений	1,416	1,374	1,380
порожній	1,800	1,760	1,736

3.3 Тяговий аналіз руху самохідних вагонів

У процесі руху колісного транспортного засобу колесо взаємодіє з опорною поверхнею шляху за рахунок сили зчеплення P'_{ϕ} між ними:

$$P'_{\phi} = Z'_k \phi ,$$

де Z'_k – нормальна реакція дороги від ваги вагону; ϕ – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею дороги, величина якого залежить від стану шляху, типу шини і тиску повітря у ній, швидкості руху та можливості проковзування колеса. У табл. 3.3 можна побачити приблизні значення коефіцієнту ϕ у залежності від типу покриття траси.

Таблиця 3.3 – Значення коефіцієнту зчеплення ϕ у залежності від типу покриття траси

Тип покриття	Значення коефіцієнту ϕ
Цементобетонне шорстке і сухе	0,60-0,80
Асфальтобетонне гладке і сухе	0,50-0,60
Цементобетонне та асфальтобетонне мокрі	0,35-0,45
Цементобетонне та асфальтобетонне брудні	0,20-0,30
Піщане сухе	0,60-0,80
Піщане мокре	0,50-0,65

Сила тяги, що передається приводом на ведучі колеса вагону, витрачається на подолання сил опорів:

$$P_k = P_f \pm P_h \pm P_n \pm P_j . \quad (3.1)$$

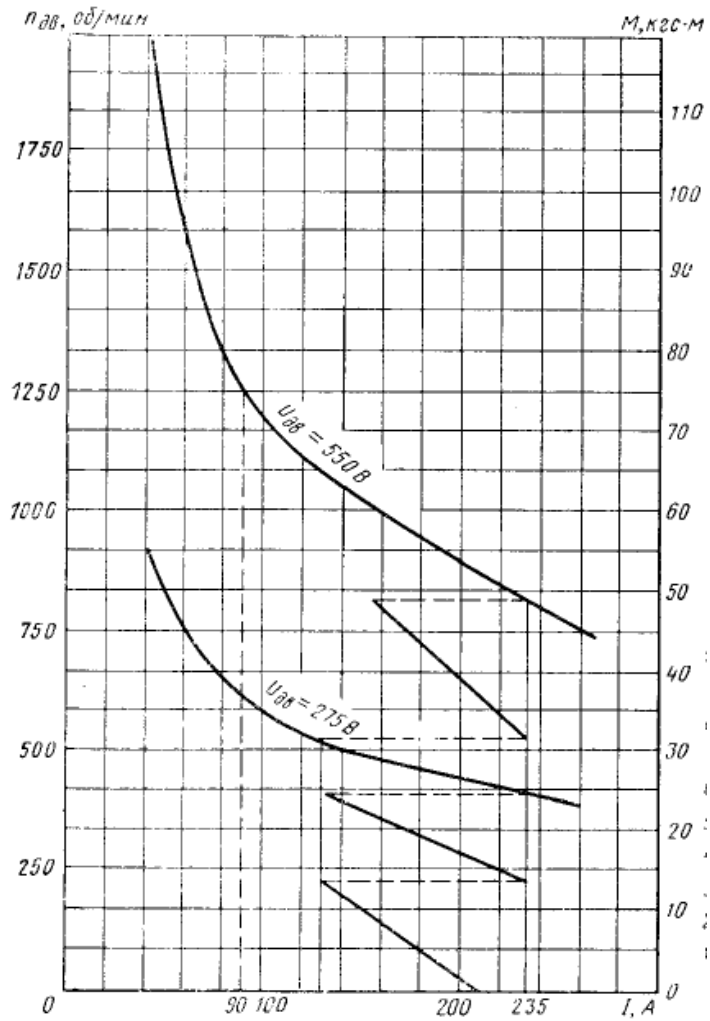
Оскільки $P_f \pm P_h = P_\psi$, то, за умови знехтування силою опору повітря P_n , отримуємо: $P_k = P_\psi \pm P_j$, а після перетворень:

$$\frac{M_{дв} i_{тр} \eta_{тр} n}{r_k} = G_B \psi \pm \frac{G_B \delta_{об}}{g} j_B , \quad (3.2)$$

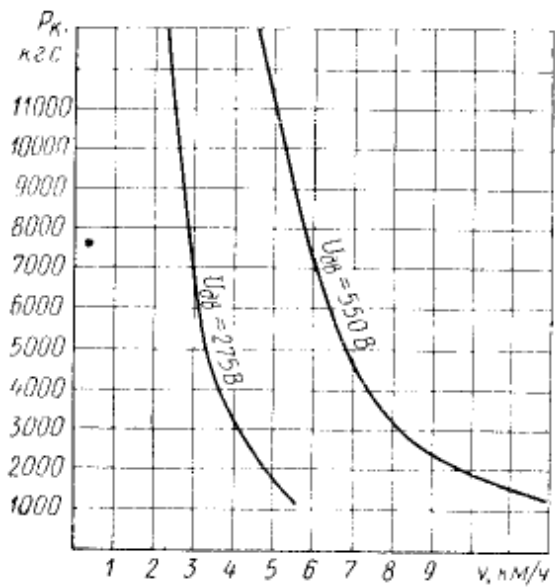
де $M_{дв}$ – крутний момент тягового двигуна, Н·м; n – кількість тягових двигунів.

Вираз (3.2) називається рівнянням тягового балансу шахтного самохідного вагону, яке можна представити у вигляді залежності $P_k(v_B)$ при $j_B = 0$.

На рис. 3.2а показана електромеханічна характеристика приводу постійного струму шахтного самохідного вагону 1BC20, а на рис. 3.3б – його тягова характеристика, побудована на його основі [13].



а



б

Рисунок 3.2 – Електромеханічна характеристика приводу постійного струму (а) та тягова характеристика шахтного самохідного вагону 1BC20 (б)

Величина сили тяги на колесах вагону становитиме:

$$P_k = \frac{M_{дв} i_{тр} \eta_{тр} n}{r_k}, \quad (3.3)$$

а швидкість руху вагону у км/год:

$$V_B = \frac{2\pi r_k n_{дв} \cdot 60}{i_{тр} \cdot 1000}.$$

Тягова характеристика фактично характеризує залежність сили тяги на колесах вагону від його швидкостей при різних режимах руху.

Можна також користуватися динамічною характеристикою вагону, представляє собою залежність динамічного фактору від швидкості руху – $D(v_B)$ (див. рис. 3.3а) [13]. Динамічний фактор D , у свою чергу – це відношення сили тяги на ведучих колесах до повної ваги вагону. Отже:

$$D = \frac{P_k}{G_B} = \frac{M_{дв} i_{тр} \eta_{тр}}{r_k G_B}. \quad (3.4)$$

Оскільки максимальна сила тяги на задніх ведучих колесах за умовами належного зчеплення з дорогою дорівнює:

$$2P_{k2max} = 2\varphi m_2 G_2,$$

то при ній динамічний фактор становитиме:

$$D_{max} = \frac{2\varphi m_2 G_2}{G_B}.$$

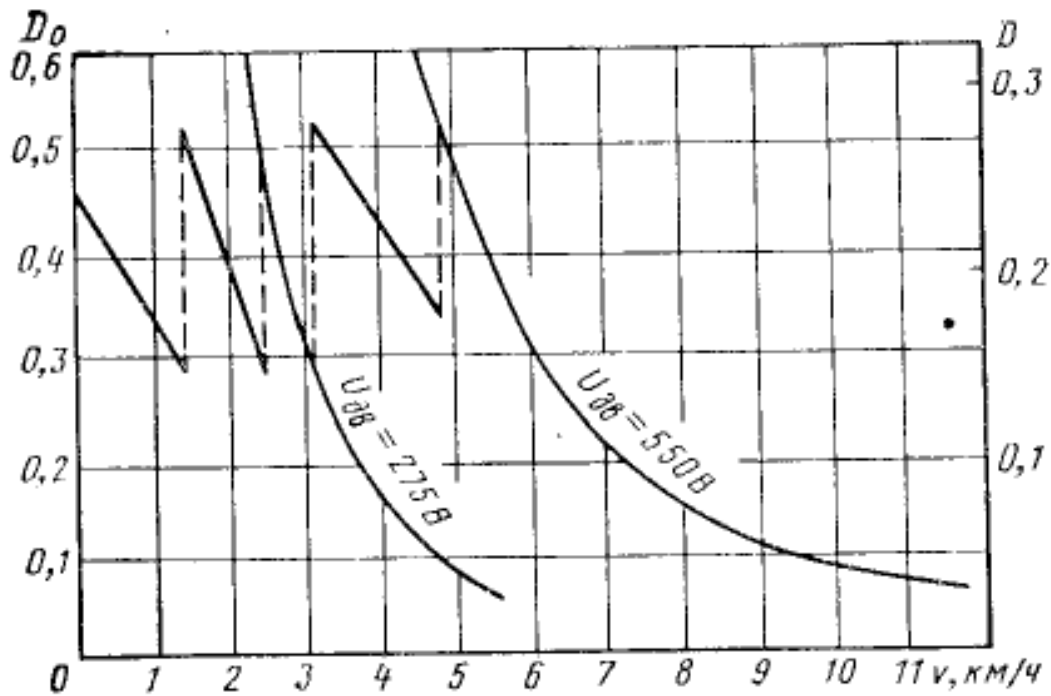
Тут: m_2 – коефіцієнт перерозподілення навантаження на задній міст шахтного самохідного вагону; G_2 – вага, що припадає на ведуче заднє колесо.

Для вагону з усіма ведучими колесами матимемо за умовами зчеплення:

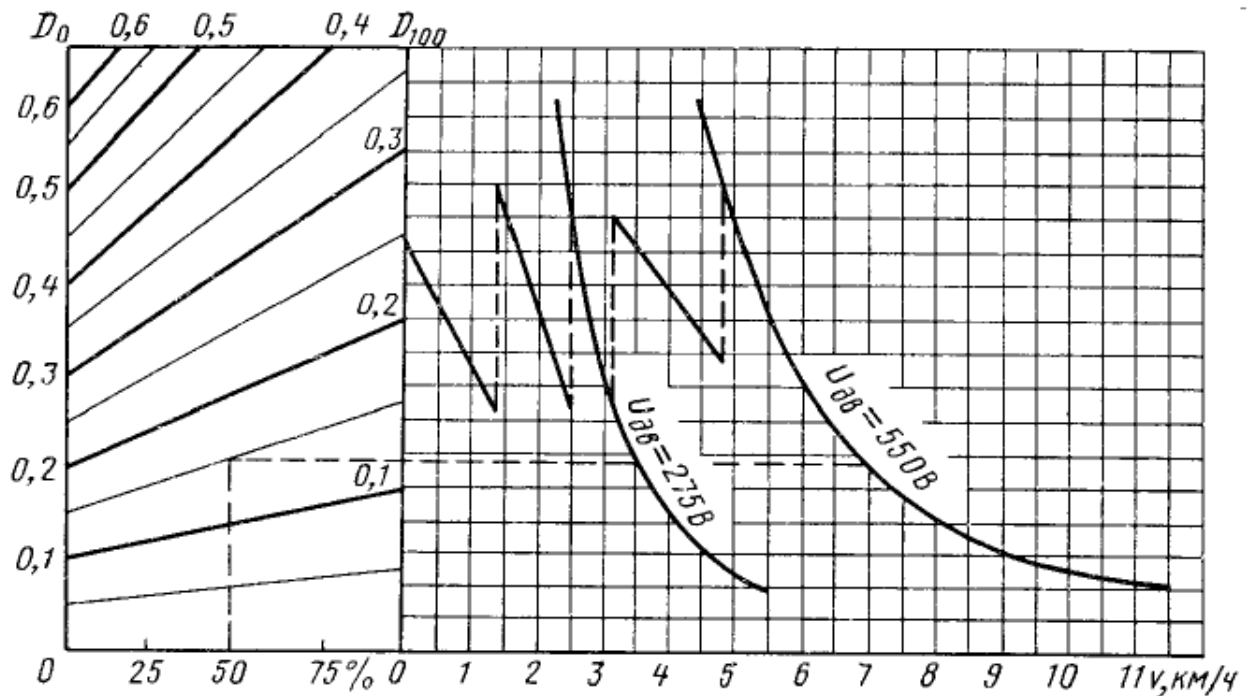
$$P_{kmax} = 2P_{k1max} + 2P_{k2max}.$$

Динамічна характеристика дає можливість визначити основні параметри динамічності – максимальну швидкість руху на заданій трасі, величину граничного опору дороги, яку можна подолати при даній характеристиці двигуна, та прис-

корення розгону. На рис. 3.3б показана динамічна характеристика вагону 1BC20 з номограмою масштабів для визначення величини динамічного фактору у процентному відношенні.



а



б

Рисунок 3.3 – Динамічна характеристика шахтного самохідного вагону (а) та вона ж з номограмою навантажень для вагону 1BC20 (б)

3.4 Особливості динаміки руху вагонів

З виразів (3.1) і (3.4) видно, що:

$$D = \frac{P_k}{G_B} - \frac{P_f \pm P_h \pm P_j}{G_B},$$

або, якщо замінити сили опору їх питомими значеннями:

$$D = f \pm i \pm \frac{\delta_{об}}{g} j_B. \quad (3.5)$$

Під час рівномірного руху вагону його прискорення j_B дорівнює нулю, тому у цьому випадку маємо:

$$D = f \pm i = \psi.$$

Величину прискорення нерівномірного руху можна знайти з формули (3.5):

$$j_B = (D - f \pm i) \frac{g}{\delta_{об}}.$$

Вираз у дужках – $(D - f \pm i)$ – на динамічній характеристиці вагону відповідає відрізку між цією кривою і лінією, що характеризує опір шляху.

Через відносно невеликі відстані транспортування, що забезпечують шахтні самохідні вагони, на рівномірний (без прискорення чи уповільнення) рух машин припадають досить незначні частки цих дистанцій (до 20%) [13]. У таких умовах дуже важливим фактором стає здатність машин до швидкого розгону.

Для вагонів такого типу рекомендуються прискорення $j_{B \max} = 1,5-2,5 \text{ м/с}^2$. Фактичні величини прискорень при різній масі вагону (з навантаженням та без нього) розраховують за його динамічною характеристикою (див. рис. 3.3а) за наступною формулою:

$$j_B = (D_{\max} - \psi) \frac{g}{\delta_{об}}.$$

На рис. 3.4 показані графіки залежності прискорення вагону 1BC20 від швидкості на горизонтальній ділянці траси, а на тис. 3.5 – графіки його залежності від сумарного опору руху [13].

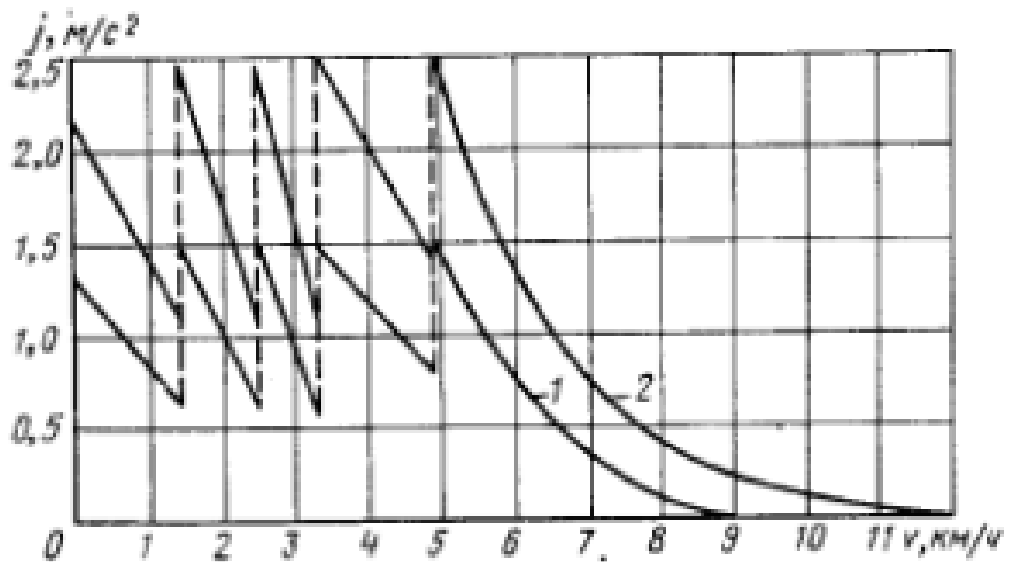


Рисунок 3.4 – Прискорення рушання вагону 1ВС20:
1 – завантаженого; 2 – порожнього

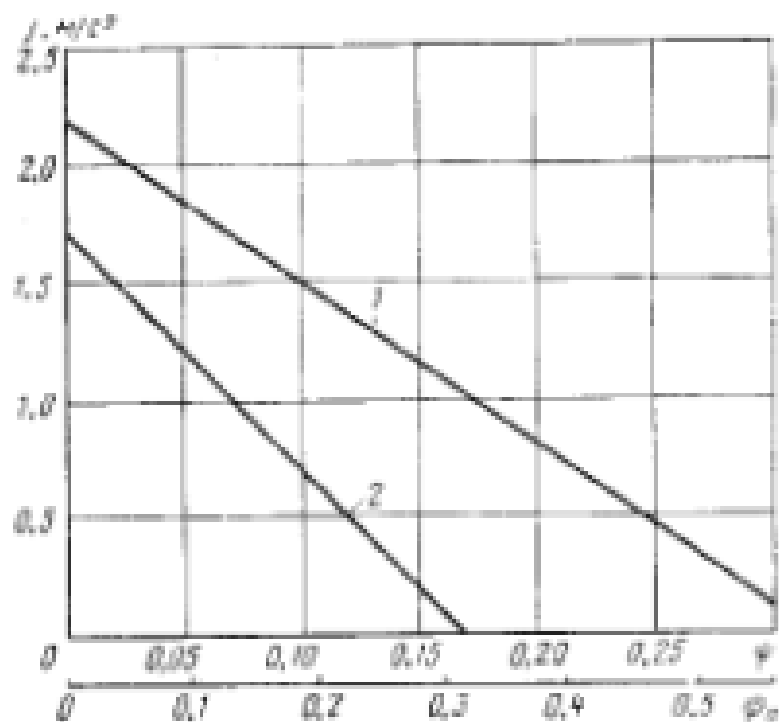


Рисунок 3.5 – Прискорення переміщення вагону 1ВС20
у залежності від сумарного опору руху:
1 – завантаженого; 2 – порожнього

Для визначення часу розгону машини криву прискорення на рис. 3.4 потрібно розділити на декілька однакових ділянок (наприклад, на 12), вважаючи, що

на кожній з них вагон розганяється від швидкості v_1 до швидкості v_2 , і далі – від швидкості v_{i-1} до швидкості v_i із середнім постійним прискоренням $j_{\text{сер}} = \frac{j_{\text{п}} + j_{\text{к}}}{2}$, де $j_{\text{п}}$ та $j_{\text{к}}$ – прискорення відповідно на початку і в кінці ділянки, м/с^2 . При змінній швидкості від $v_{\text{п}}$ до $v_{\text{к}}$ (від початку ділянки до її кінця) середнє прискорення буде дорівнювати приросту швидкості $\Delta v_{\text{в}}$, поділеному на час t_i руху по цій ділянці, тобто $j_{\text{сер}} = \frac{\Delta v_{\text{в}}}{3,6 t_i}$, де $\Delta v_{\text{в}} = v_{\text{к}} - v_{\text{п}}$. Тоді маємо: $t_i = \frac{\Delta v_{\text{в}}}{3,6 j_{\text{сер}}}$.

Тепер можна підсумувати часи розгону на окремих ділянках і отримати загальний час розгону: $t_j = t_1 + t_2 + \dots + t_i$.

На рис. 3.6 показані графіки часу та шляху розгону вагону 1ВС20. Шлях розгону складатиме $s_i = \frac{v_{\text{сер}} t_i}{3,6}$, а величина рівномірної середньої швидкості $v_{\text{сер}} = \frac{v_{\text{п}} + v_{\text{к}}}{2}$. Повний шлях розгону визначається аналогічно часу розгону за допомогою підсумовування: $s_j = s_1 + s_2 + \dots + s_i$.

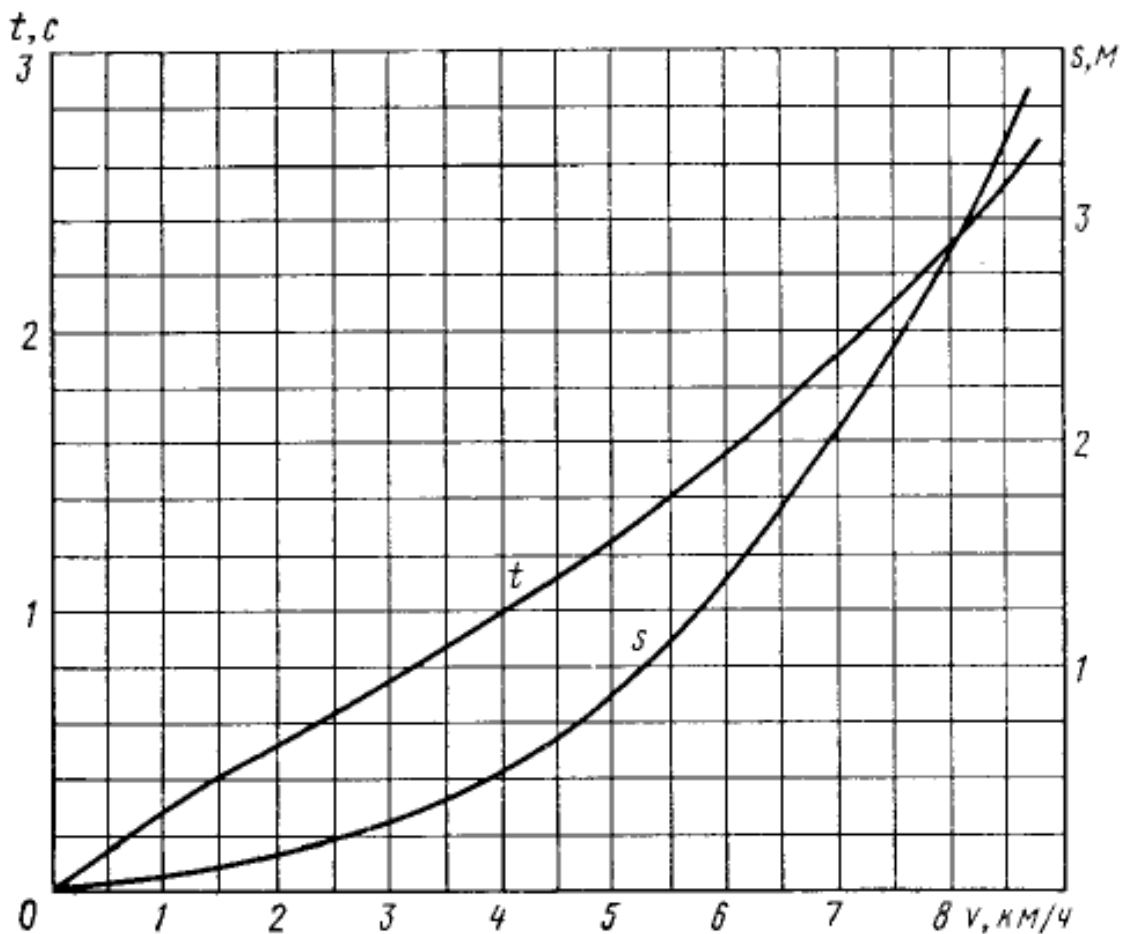


Рисунок 3.6 – Час і шлях розгону вагону 1ВС20

Важливе значення має питання визначення максимального підйому i_{\max} , який може подолати самохідний вагон в умовах руху в усталеному режимі при даних значеннях швидкості та опорів переміщенню. Ця величина залежить не лише від тягових якостей машини і стану дороги, але й від його швидкості на початку підйому. Вона приблизно дорівнює:

$$i_{\max} = D_{\max} + \frac{\delta_{об}(v_{в \max}^2 - v_k^2)}{2 \cdot 3,6^2 g s'_j} - f, \quad (3.6)$$

де s'_j – шлях, що проходить вагон за час, який відповідає зниженню швидкості з $v_{в \max}$ до v_k (так називаний шлях загасання), м.

Для вирішення багатьох питань динаміки руху самохідних вагонів зручно користуватися рівнянням балансу потужності, формула якого має наступний вигляд:

$$N_k = N_{дв} \eta_{тр} = N_f + N_h + N_{п} + N_j, \quad (3.7)$$

де N_k – потужність, що передається від тягового двигуна до ведучих коліс; $N_{дв}$ – потужність на валу тягового двигуна; N_f – потужність, що витрачається на подолання опору коченню; N_h – потужність, що витрачається на подолання підйому; $N_{п}$ – потужність, що витрачається на подолання опору повітря (нею можна знехтувати); N_j – потужність що витрачається на прискорення.

Якщо виразити потужності, які витрачаються на подолання різного роду опорів, через силу і швидкість, можна отримати такий вигляд рівняння балансу потужності:

$$N_k = N_{дв} \eta_{тр} = \frac{G_B}{270} \left(f v_B \cos \alpha + v_B \sin \alpha + \frac{\delta_{об}}{g} j_B v_B \right).$$

Однією з найважливіших якостей шахтних самохідних вагонів слід вважати прохідність цих транспортних засобів, під якою розуміють спроможність долати різні перешкоди та забезпечувати середню швидкість руху на шляхах з нерівностями. Основним показником прохідності є співвідношення між граничною силою тяги, яка може бути досягнута на ведучих колесах вагону, та силою опору руху. У свою чергу, ця максимальна тяга визначається величиною динамічного фактору та зчепленням ведучих коліс машини з дорожнім покриттям. Наприклад, для руху на

підйомах до 12-15° потрібна величина динамічного фактору дорівнює 0,28-0,32, що забезпечується конструктивними рішеннями сучасних прохідницьких вагонів. Основна проблема у багатьох випадках експлуатації в шахтних умовах полягає в недостатній силі зчеплення коліс з дорогою, що не дає можливості розвивати максимальну силу тяги і забезпечувати належну прохідність машин.

З огляду на це, для оцінки прохідності може служити відношення зчипної ваги $G_{зч}$, що припадає на ведучі колеса вагону, до його повної ваги G_B . Це відношення $k_{зч} = \frac{G_{зч}}{G_B}$ називається коефіцієнтом зчипної ваги.

На величину максимальної сили тяги вагону суттєвий вплив має розташування його центру ваги. З цієї точки зору, якщо порівняти максимальну силу тяги на колесах силі опору руху і знехтувати при цьому силами інерції, які під час рівномірного руху на підйомі при невеликій швидкості мають достатньо малі значення, можна визначити величину найбільшого кута підйому, який здатна подолати машина. Для вагону із задніми (за ходом руху) ведучими колесами маємо:

$$2P_{к2 \max} = 2\varphi Z_{к2} = \frac{1}{2} \varphi k_{зч} G_B \cos \alpha + \varphi G_B \sin \alpha \frac{h_G}{L} = \pm G_B \sin \alpha + f G_B \cos \alpha ,$$

$$\tan \alpha_{\max} = \frac{L}{L - \varphi h_G} (k_{зч} \varphi - f) . \quad (3.8)$$

Для вагону з передніми (за ходом руху) ведучими колесами:

$$2P_{к1 \max} = 2\varphi Z_{к1} = \frac{1}{2} \varphi k_{зч} G_B \cos \alpha - \varphi G_B \sin \alpha \frac{h_G}{L} = \pm G_B \sin \alpha - f G_B \cos \alpha ,$$

$$\tan \alpha_{\max} = \frac{L}{L + \varphi h_G} (k_{зч} \varphi - f) . \quad (3.9)$$

Для вагону з усіма (і задніми, і передніми) колесами:

$$P_{к \max} = 2\varphi (Z_{к1} + Z_{к2}) = \varphi G_B \cos \alpha = G_B \sin \alpha + f G_B \cos \alpha ,$$

$$\tan \alpha = \varphi - f . \quad (3.10)$$

Формула (3.10) справедлива лише за умови відсутності диференціалу між передніми та задніми ведучими колесами. Якщо ж він має місце і порівну розподіляє крутний момент між колесами одного боку, то:

$$2P_{k \max} = 4\varphi Z_{k1} = \varphi G_B \cos \alpha - 2\varphi G_B \sin \alpha \frac{h_G}{L} = G_B \sin \alpha + f G_B \cos \alpha,$$

$$\tan \alpha_{\max} = \frac{L}{L+2\varphi h_G} (k_{зч}\varphi - f). \quad (3.11)$$

На рис. 3.7 показана залежність максимального подоланого кута підйому α від коефіцієнту зчеплення φ та коефіцієнту опору коченню f вагону 1BC20 (при $h_G = 1$ м; $L = 3,2$ м; $f = 0,02-0,06$) [13].

3.5 Дослідження проблем керованості самохідних вагонів

Внаслідок поганих дорожніх умов та обмежених габаритів гірничих виробок до якості керування вагонами під час руху ставляться підвищені вимоги. Погана керованість призводить до ударів вагону відносно стінок виробки, зниження швидкості на поворотах та аварійних ситуацій. Тому з точки зору керованості руху до конструкцій шахтних самохідних вагонів ставляться наступні обов'язкові вимоги:

- забезпечення мінімальних габаритів смуги руху для можливості пересування вузькими гірничими виробками;
- можливість швидкого і легкого з точки зору витрат фізичного енергії водія змінення напрямку повороту у залежності від дорожньої ситуації;
- можливість повороту з мінімальним радіусом для усього діапазону змінення швидкості руху;
- мінімальний час реакції вагону на поворот рульового колеса, але не менше 0,18 с;
- стійкість до дії бічних сил, які намагаються змінити напрямок руху;
- однакову керованість при русі як вперед, так і назад.

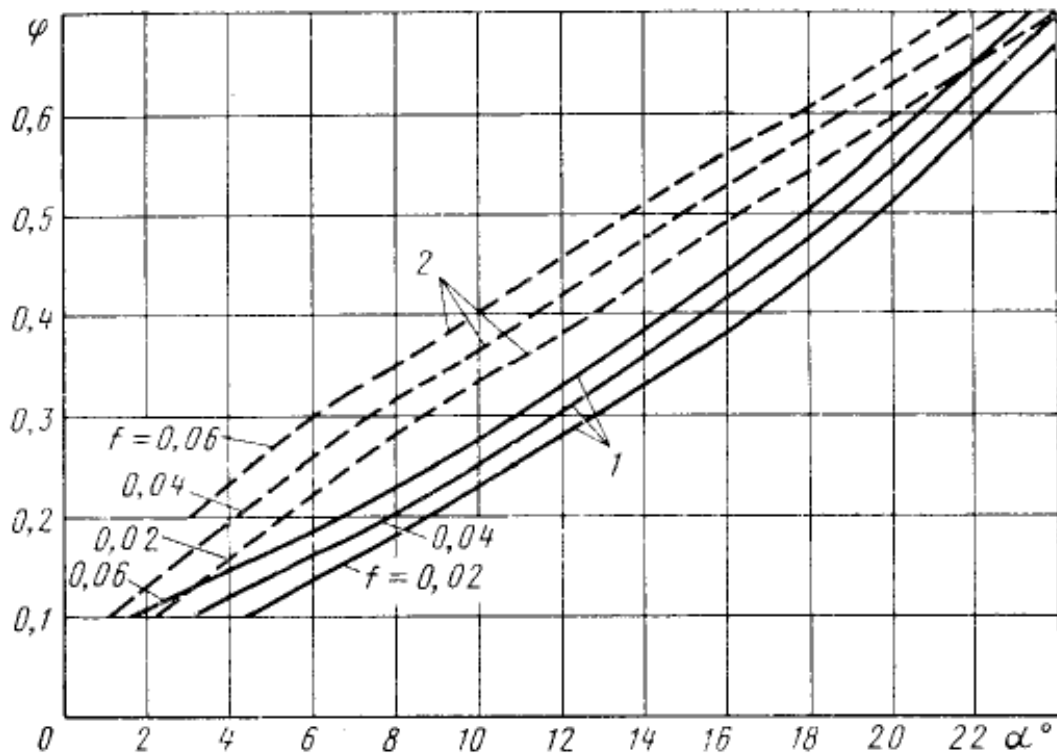


Рисунок 3.7 – Залежність максимального подоланого кута підйому α від коефіцієнту зчеплення φ та коефіцієнту опору коченню f вагону 1BC20 ($h_G = 1$ м; $L = 3,2$ м; $f = 0,02-0,06$):

1 – усі ведучі колеса з міжколісним диференціалом; 2 – задні ведучі колеса

3.5.1 Визначення параметрів прохідності у габаритній смузі руху

В умовах обмежених поперечних розмірів гірничих виробок, де відбувається рух самохідних вагонів, з точки зору керованості його процесу головне значення має ширина машини $B_{ш}$. Рама конструкції має бути достатньо широкою для створення нормальних умов роботи донного конвеєра, але вона обмежується загальною компоновкою вагону. Ширина рами b_p має забезпечити максимальний кут повороту колеса θ' , при якому воно не буде торкатися рами під час повороту машини. Ширина вагону становить:

$$B_{ш} = b_p + 2(d + b_{ш} + r_0 \sin \theta'),$$

де b_p – ширина рами, м; d – необхідний зазор між колесом у момент максимального повороту і рамою вагону, м; $b_{ш}$ – ширина шини колеса, м; r_0 – радіус колеса (вільний), м; θ' – кут повороту внутрішнього колеса, град.

На рис. 3.8 показані схеми шахтних самохідних вагонів з усіма (а) та двома (б) керованими колесами. Їх аналіз показує, що найкраще використання габаритних розмірів рами досягається у випадку двох керованих мостів машини (див. рис. 3.8а), адже у другому варіанті компоновання (рис. 3.8б) і кут θ' , і величина виразу $r_0 \sin \theta'$ приблизно у два рази більші. Тому рекомендується вибирати компоновання з двома ведучими мостами, в якому ширина рами, a , значить, і ширина конвеєра становить:

$$b_p = B_{\text{ш}} - 2(d + b_{\text{ш}} + r_0 \sin \theta').$$

У порівнянні зі схемою з одним керованим мостом ширина шахтного самохідного вагону для однакових розмірів бази L та радіуса повороту по зовнішній колії зменшується на 12,7%.

Важливим показником керованості самохідного вагону є рівень його маневреності на поворотах. На нього впливають багато факторів, для яких потрібно знайти якесь узагальнююче визначення. В якості такого параметру маневреності M можна прийняти час t (с), протягом якого відбувається процес повороту:

$$M = t = \frac{s}{v_B} = \frac{R_0 \gamma_B}{v_B}, \quad (3.12)$$

де s – довжина повороту, м; γ_B – кут повороту шахтного самохідного вагону (курсний кут), град.

Для визначення мінімального і максимального радіусів повороту та інших параметрів цього процесу розглянемо схеми повороту з одним (центр O_1) та двома (центр O) керованими мостами (рис. 3.9) [13]. З них видно, що під час руху вперед вагону з одним керованим мостом траєкторія заднього колеса не виходить за межі окружності, яка описується переднім зовнішнім колесом. Тобто, у разі знаходження вагону впритул до стінки виробки або іншої машини він може легко від'їхати від них переднім ходом.

Але ситуація при русі заднім ходом (а такий режим складає половину загального часу роботи шахтних самохідних вагонів) зовсім інша. Описаний вище маневр неможливий, адже передня консоль вагону на повороті буде виходити за ме-

жі вказаної окружності. Така обставина обумовлює вельми суттєвий недолік вагонів з одним керованим мостом. На відміну від них, машини з двома керованими мостами практично повністю позбавлені нього, що робить однаковими умови руху в обох напрямках.

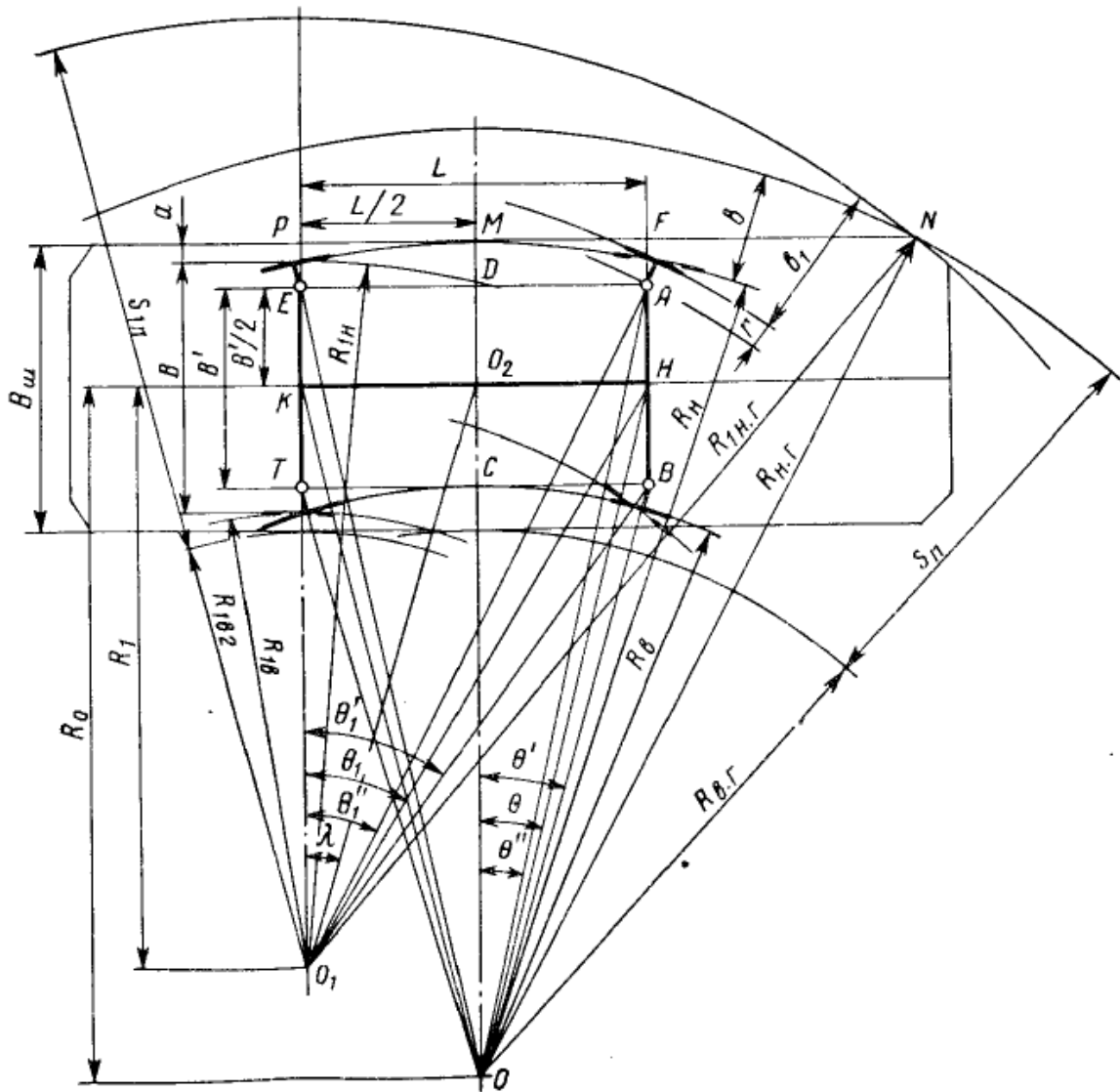


Рисунок 3.9 – Схеми повороту шахтного самохідного вагону з одним та двома керованими мостами

Знаючи радіуси повороту по зовнішньому габаритному радіусу для вагону з одним ($R_{1HГ}$) і двома ($R_{HГ}$) керованими мостами, можна знайти значення кутів повороту коліс та інших параметрів шахтних самохідних вагонів (див. рис. 3.9).

У першому випадку (один керований міст з центром повороту у точці O_1) з трикутника O_1PN знаходимо:

$$R_{\text{н.г}}^2 = O_1P^2 + PN^2 \text{ або } O_1P = \sqrt{P_{1\text{н.г}}^2 - PN^2},$$

$$\text{а } P_1 = \sqrt{R_{1\text{н.г}}^2 - (L + K)^2},$$

де K – довжина консолі вагону FN.

З трикутника O_1KN маємо:

$$\tan \theta_1 = \frac{KN}{O_1K} = \frac{L}{R_1},$$

де θ_1 – середній кут повороту передніх коліс, град.

З трикутника O_1EA :

$$\tan \theta_1'' = \frac{EA}{O_1E} = \frac{L}{R - 0,5B'}.$$

З трикутника O_1TB :

$$\tan \theta_1' = \frac{TB}{O_1T} = \frac{L}{R - 0,5B'}.$$

Тут θ_1' і θ_1'' – кути повороту внутрішнього і зовнішнього коліс переднього моста, град.

Зовнішній і внутрішній радіуси кочення задніх некерованих коліс (м):

$$R_{1\text{н}} = R_1 + 0,5B \text{ та } R_{1\text{в}} = R_1 - 0,5B.$$

З трикутника O_1KO_2 можна визначити радіус траєкторії руху центру ваги шахтного самохідного вагону:

$$O_1O_2 = \frac{L}{2} \sin \lambda,$$

а також:

$$\tan \lambda = \frac{L}{2R_1}.$$

У другому випадку (обидва керовані мости з центром повороту у точці O) радіус траєкторії руху центру ваги вагону знаходимо з трикутника OMN :

$$R_{\text{н.г}}^2 = OM^2 - MN^2;$$

$$OM^2 = O_1P^2 + PN^2 - MH^2;$$

$$R = \sqrt{R_1^2 + R_1B_{\text{ш}} + \frac{1}{4}B_{\text{ш}}^2 + \frac{3}{4}L^2 + LK - 0,5B_{\text{ш}}}.$$

З трикутника OO_2H :

$$\tan \theta = \frac{O_2H}{OO_2} = \frac{L}{2R}.$$

З трикутника ODA:

$$\tan \theta'' = \frac{DA}{OD} = \frac{L}{2R+B'},$$

де θ'' – кут повороту зовнішнього колеса, град.

З трикутника ОСВ:

$$\tan \theta' = \frac{CB}{OC} = \frac{L}{2R-B'}.$$

Залежності кутів повороту коліс θ'' , θ' і θ_1'' , θ_1' від радіусу повороту вагону типу 4BC10 показані на рис. 3.10.

Радіуси кочення зовнішніх та внутрішніх колів вагону будуть відповідно дорівнювати (див. рис. 3.9):

$$R_H = \frac{L}{2 \sin \theta''} + r; \quad R_B = \frac{L}{2 \sin \theta'} - r.$$

Ширину проїжджої частини дороги s_{Π} (м) можна визначити як різницю габаритних радіусів. Тобто:

$$s_{1\Pi} = R_{1H.G} - R_{1B.G}; \quad s_{\Pi} = R_{H.G} - R_{B.G},$$

де $R_{H.G \min}$ – мінімальний зовнішній габаритний радіус.

Розрахунки, виконані за приведеною методикою, свідчать, що для вагонів з одним керованим мостом потрібна ширина проїжджої частини на 30% більша, ніж для машин з двома керованими мостами. Кут повороту у подібному порівнянні також суттєво більший – у 2 рази.

Таким чином, у стиснених умовах підземних гірничих виробок більш доцільним є використання установок з усіма керованими мостами, незважаючи на певні ускладнення конструкцій машин у такому випадку. Це дозволить мати найменшу ширину виробок як на прямолінійних ділянках траси, так і на її заокругленнях, а також забезпечити водію найкращі умови роботи.

3.5.2 Особливості руху вагонів на поворотах

Рівень керованості шахтних самохідних вагонів у значному ступені залежить від підготовки водія. Лише за умови високої кваліфікації оператора можна правильно виконувати складні маневри машиною під час її руху. Особливо це

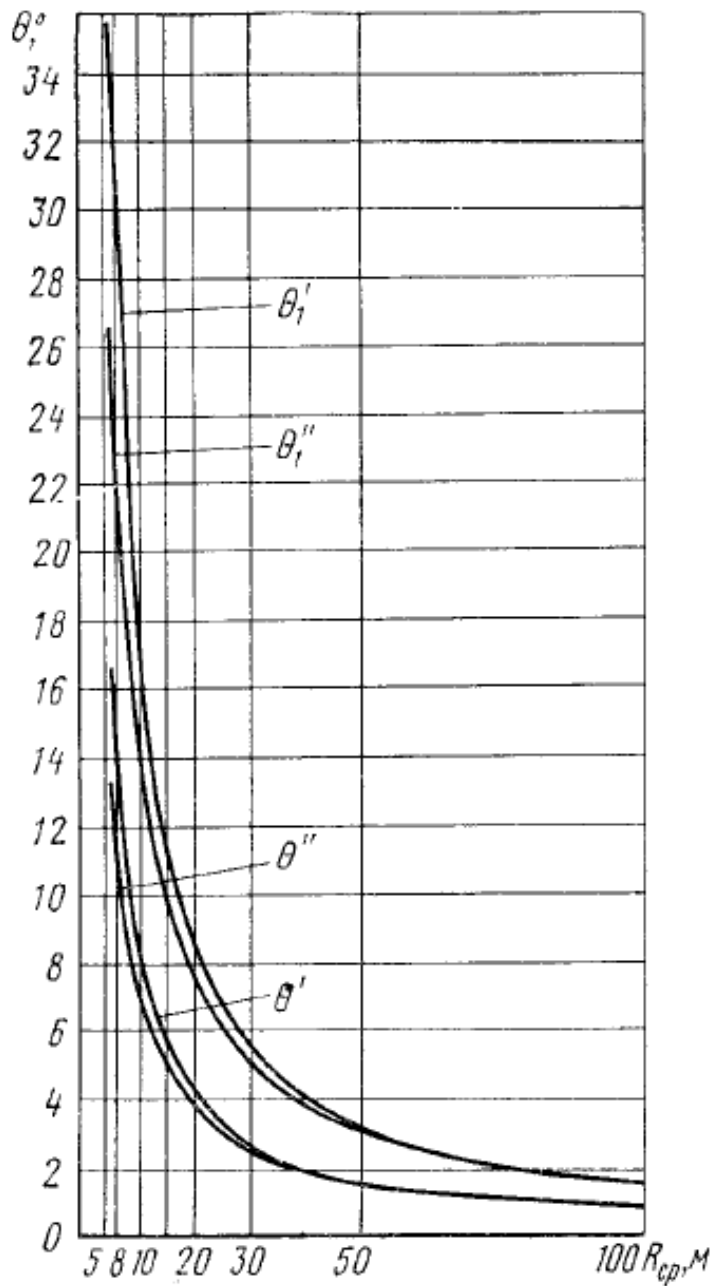


Рисунок 3.10 – Залежності кутів повороту коліс від радіусу повороту вагону 4BC10

стосується їзди на поворотах, де точність виконання маневрів може бути досягнута за рахунок належного узгодження лінійної швидкості руху вагону та кутової швидкості повороту керованих коліс.

На рис. 3.11 показані елементи траєкторії повороту шахтного самохідного вагону на горизонтальній ділянці шляху, а на рис. 3.12 – схема цього маневру [13]. Припустимо, що під час руху по перехідних кривих C_1C_2 і C_3C_4 (див. рис.

3.11) керовані колеса повертаються водієм рівномірно ($\dot{\theta} = \text{const}$), тоді можна вважати, що величина кута θ прямо пропорційна часу руху, тобто $\theta = \dot{\theta}t$, де $\dot{\theta}$ – кутова швидкість повороту коліс, рад/с.

Тоді для малих кутів θ матимемо:

$$R_0 = \frac{L}{2\theta} = \frac{L}{2\dot{\theta}t}.$$

Якщо у початковий момент повороту середина бази вагону (точка С) співпадає з початком координат (див. рис. 3.12), а в певний момент часу його поздовжня вісь повертає відносно початкового напрямку руху на кут γ_B , то після повороту ще на кут $d\gamma_B$ точка С опише дугу, довжина якої складе $ds = R_0 d\gamma_B$. У разі рівномірного руху зі швидкістю v_B (м/с) її довжина дорівнюватиме $ds = v_B dt$, отже ми можемо записати, що:

$$d\gamma_B = \frac{ds}{R_0} = \frac{v_B}{R_0} dt. \quad (3.13)$$

Шляхом підстановки у формулу (3.13) значення R_0 та інтегрування її можна знайти кут (рад), на який відхилиться поздовжня вісь вагону протягом часу t :

$$\gamma_B = \frac{v_B}{L} \dot{\theta} t^2.$$

За цей час прирости координат x і y точки С складуть відповідно $dx = ds \cos \gamma_B \approx ds$ і $dy = ds \sin \gamma_B \approx ds \gamma_B$. Тоді маємо:

$$x = v_B t; \quad y = \int \frac{v_B^2 \dot{\theta} t^2}{L} dt = \frac{v_B^2 \dot{\theta}}{3L} t^3. \quad (3.14)$$

Якщо виключити з виразу (3.14) час t , то можна отримати рівняння траєкторії руху точки С у наступному вигляді:

$$y = \frac{\dot{\theta}}{3v_B L} x^3.$$

Ця формула показує, що середина бази вагону під час рівномірного руху і при постійній кутовій швидкості повороту керованих коліс описує кубічну параболу як при вході у поворот, так і при виході з нього. Водій вагону при виконання

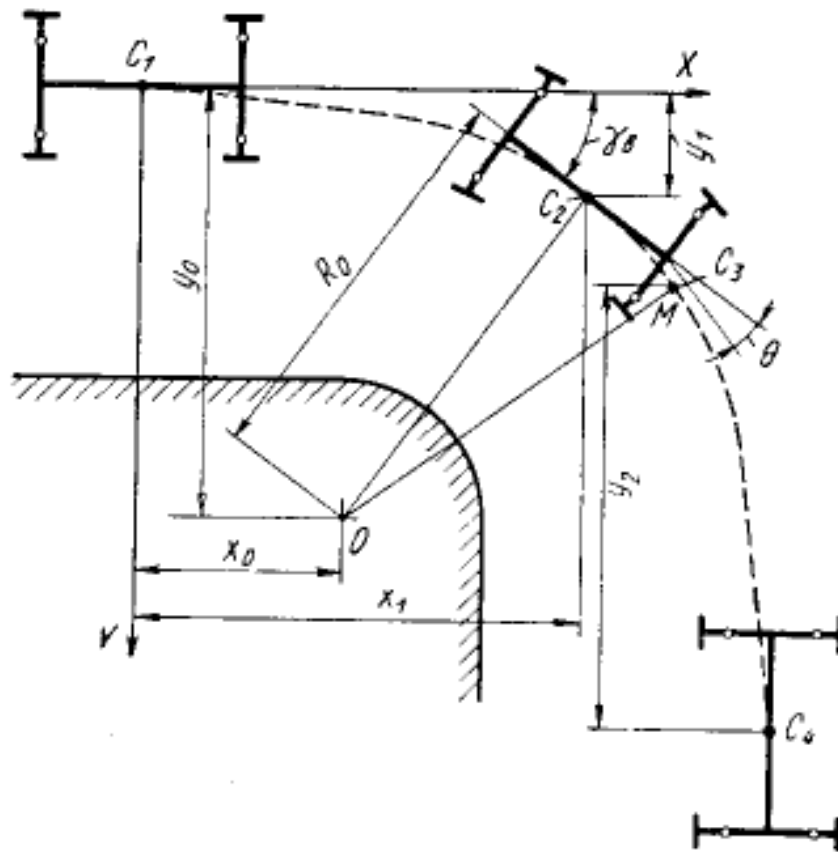


Рисунок 3.11 – Елементи траєкторії повороту вагону

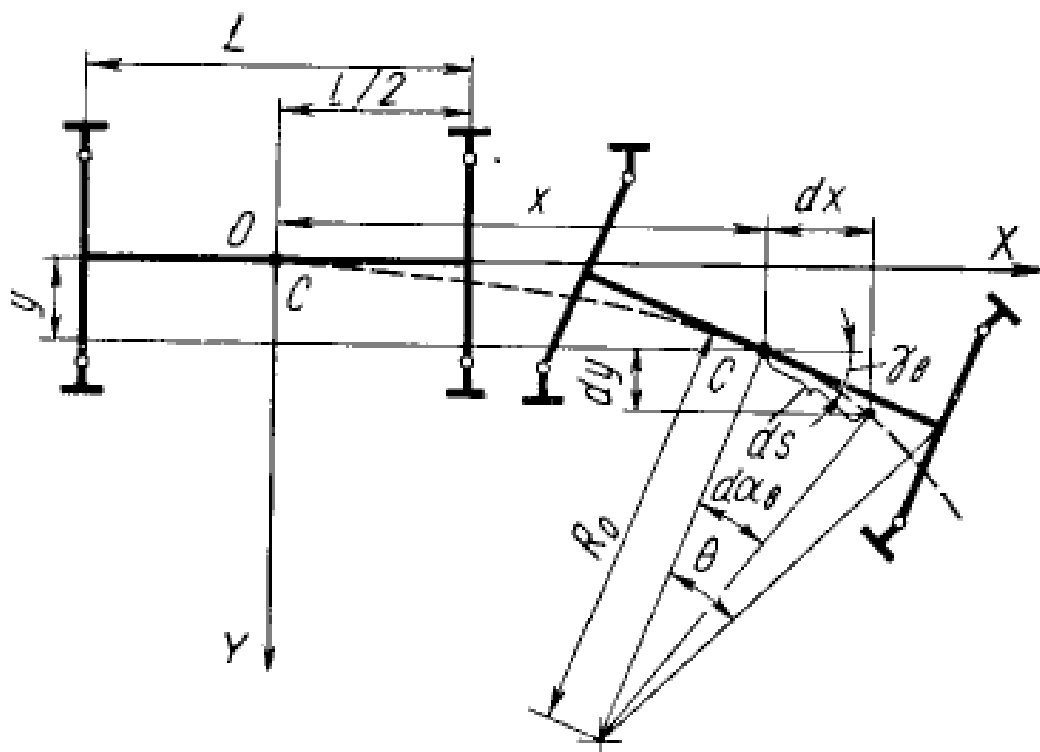


Рисунок 3.12 – Схема повороту вагону

цих маневрів повинен правильно вибирати моменти початку обертання рульового колеса та величину його кутової швидкості. Якщо розглянути цілий процес повороту, починаючи з моменту переходу з прямолінійної траєкторії руху на кубічну, а потім з останньої знову на прямолінійну, то можна побудувати усю траєкторію руху центру вагону, що лежить на його поздовжній осі посередині бази, та необхідну для цього габаритну смугу руху машини. Така схема разом з контурами вагону на усьому протязі процесу повороту показана на рис. 3.13 [13].

Величина необхідного радіусу R_1 заокруглення кута переходу однієї виробки в іншу приблизно складає 28% зовнішнього габаритного радіусу повороту, вказаного у паспорті відповідного шахтного самохідного вагону. Оскільки поворот відбувається по перехідній кривій, вагон зміщується у бік повороту. Тому ширина устя виробки повинна бути на 85% більше ширини вагону.

Виробки у місці повороту машини мають бути на 38-40% ширшими за габаритну ширину вагону без урахування тих необхідних зазорів, що вимагаються Правилами техніки безпеки для руху машин на пневматичних шинах по шахтних виробках. Якщо останні у місцях переходу з однієї в іншу не мають заокруглень кутів переходу, то їх ширина N_1 і N_2 повинна бути на 10% більше тих розмірів, що передбачаються у разі наявності таких заокруглень, або на 65% більше габаритної ширини вагонів (знову ж таки без урахування необхідних безпечних зазорів). Нарешті, розмір $B'_{ш}$ має перевищувати розмір $A'_{ш}$ на 7% внаслідок більшої довжини передньої консолі шахтного самохідного вагону.

3.5.3 Оцінка необхідності стабілізації керованих коліс

Для забезпечення опору процесу відхилення керованих коліс шахтних самохідних вагонів від нейтрального положення використовують їх стабілізацію, а також наявність тертя у підвісці та рульовому управлінні. За рахунок стабілізації, яка перешкоджає небажаним поворотам коліс, вдається зберігати прямолінійний рух вагону навіть на нерівному шляху і повертати колеса у початкове положення після їх відхилення.

Ефект стабілізації забезпечується за рахунок дії на колеса ваги вагону та бі-

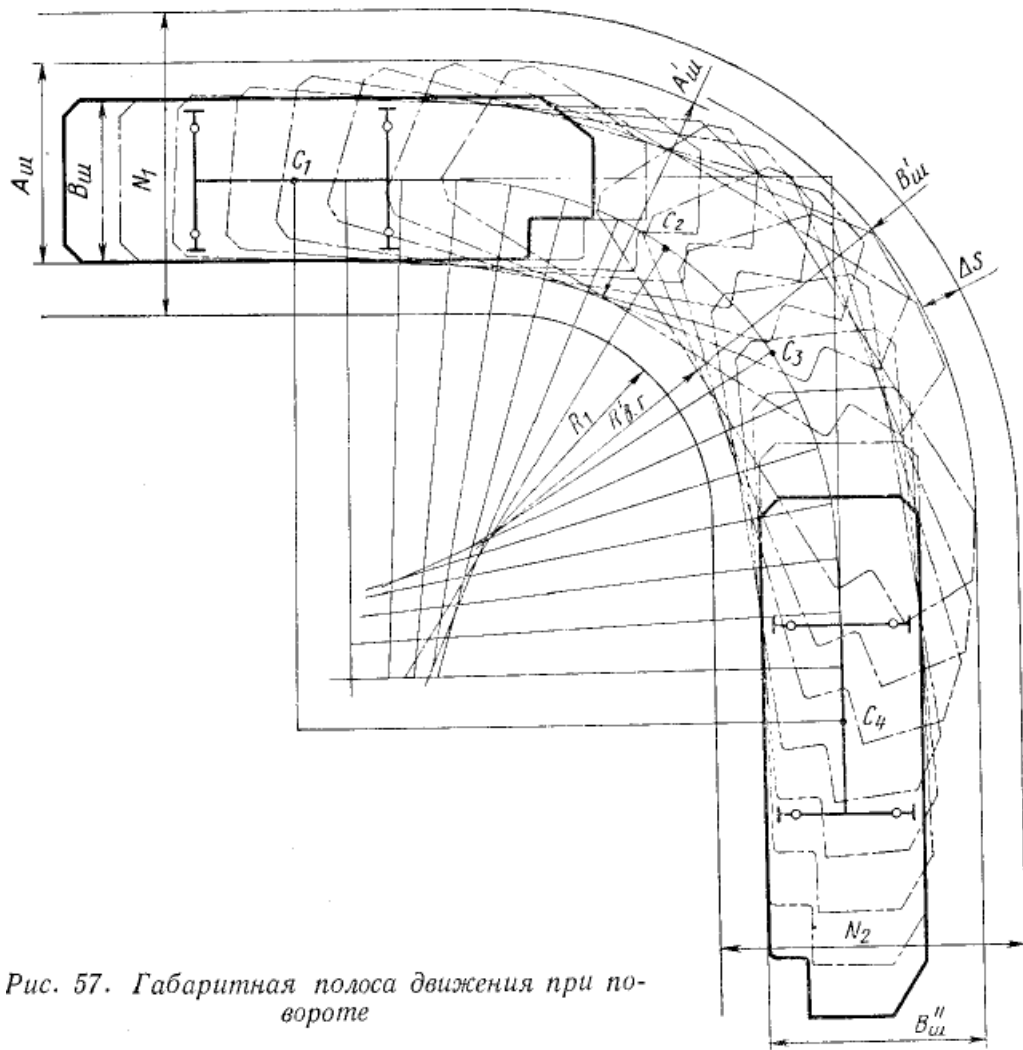


Рис. 57. Габаритная полоса движения при повороте

Рисунок 3.13 – Габаритна смуга руху вагону під час повороту

чних реакцій опорної поверхні, які виникають внаслідок відхилення коліс.

Перший стабілізуючий фактор – вага вагону – працює за умови встановлення шворнів поворотних цапф з нахилом на кут $\beta_{ш}$ у поперечній площині (рис. 3.14) [13]. Тоді у разі повороту керованих коліс у будь-який бік від нейтрального положення піднімається балка осі (або важелі підвіски). Цьому перешкоджає сила ваги вагону, яка намагається утримати вісь у нижньому положенні і повернути колеса у зворотному напрямку.

Величина стабілізуючого моменту залежить від частки ваги вагону, що припадає на керовані колеса, кута $\beta_{ш}$, плеча a_1 та інших факторів. Звідси випливає, зокрема, що у вагонах з усіма керованими колесами стабілізуючий момент створю-

ється усією масою машини, причому у завантаженої гірничою масою установки він приблизно удвічі більший, ніж у порожньої.

Поперечний нахил шворня на кут $\beta_{ш}$ призводить до значного зменшення плеча a_1 , що у свою чергу знижує величину моменту сил опору повороту і полегшує його. За рахунок нахилу коліс назовні утворюється кут розвалу $\alpha_{ш}$, який також зменшує плече a_1 і сприяє поверненню коліс у нейтральне положення.

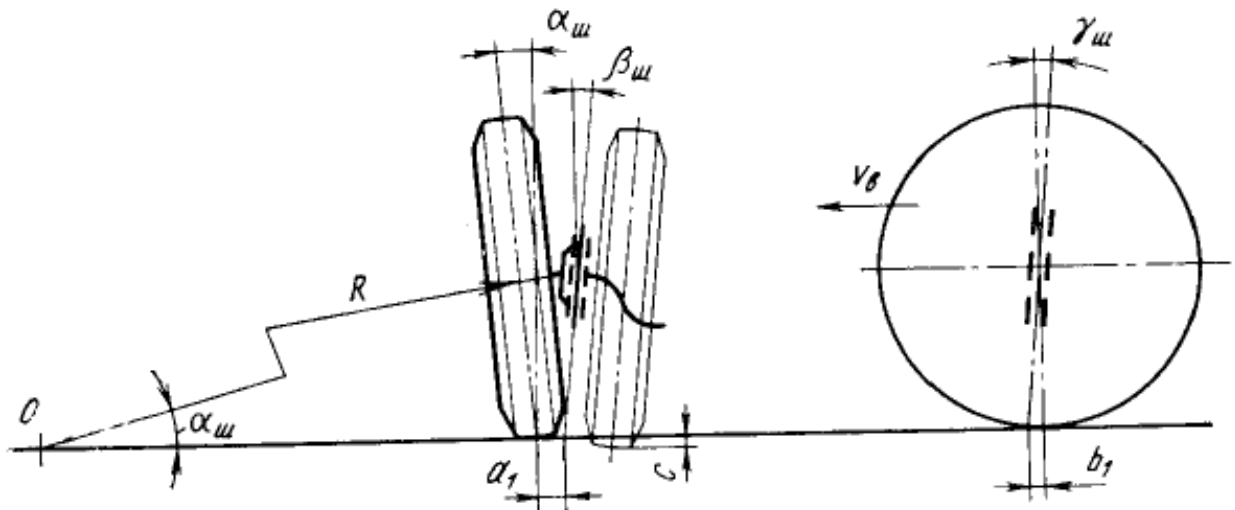


Рисунок 3.14 – Кути стабілізації керованих коліс самохідного вагону

Колесо, нахилене під кутом $\alpha_{ш}$, намагається котитися по дузі навколо точки O у бік від вагону. Тобто, за наявності кутів розвалу колеса будуть рухатися по дугах, які розходяться у різні боки від вагону. В автомобілях таке явище компенсується спеціально встановленим сходженням коліс. Використати такий підхід у самохідних вагонах неможливо, адже для них рухи вперед і назад вважаються рівноцінними.

Тому для повернення коліс у нейтральне положення за допомогою бічних відцентрових сил рекомендується використовувати поздовжній нахил шкворня $\gamma_{ш}$ (рис. 3.15) [13]. Під час повороту вагону на його керовані колеса з боку дороги діють бічні сили $P'_{\sigma 1}$, $P''_{\sigma 1}$, $P'_{\sigma 2}$, $P''_{\sigma 2}$ (рис. 3.16) при двох керованих мостах і сили P''_{σ} і P'''_{σ} – при одному керованому мості [13]. Усі вони представляють собою реакції відцентрової сили $P_{ц}$.

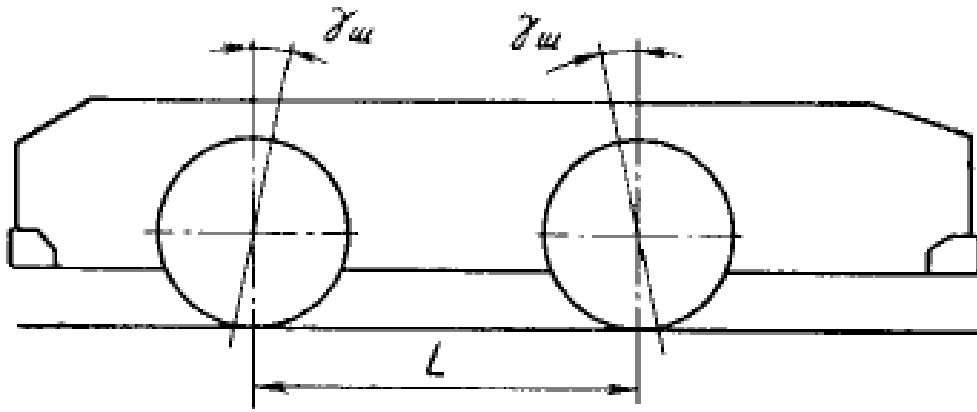


Рисунок 3.15 – Схема поздовжнього нахилу шворня коліс

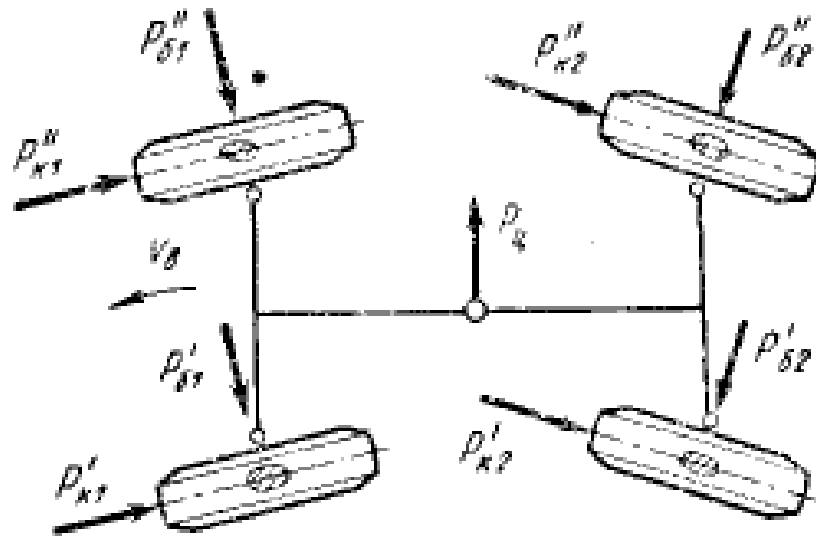


Рисунок 3.16 – Схема дії бічних сил на колеса під час повороту вагону

Вказані бічні сили створюють відносно осі шкворнів момент з плечем b_1 (див. рис. 3.14), який намагається повернути обидва колеса одного моста у нейтральне положення і збільшити таким чином радіус повороту.

Висновки:

- шахтні самохідні вагони є транспортними засобами, тому однією з найголовніших частин такого обладнання є ходова, від якої у значній мірі залежить ефективність процесу транспортування гірничої маси. Важливість цього агрегату та специфічні умови експлуатації транспортних машин у підземних рудниках ви-

значають високі вимоги до якості його конструктивного виконання та здатності реалізовувати потрібні режими роботи;

- проведений аналіз процесу руху шахтних самохідних вагонів показав, що під час нього ходова частина машини зустрічається з опорами коченню коліс по ґрунту гірничої виробки, опором руху на підйом шляху та опором, що обумовлюється дією сил інерції поступально рухомих та обертових мас установки (опором руху атмосферного повітря з огляду на невелику швидкість машин можна знехтувати). Для подолання цих опорів використовується сила тяги, що передається приводом на ведучі колеса вагону. Залежність сили тяги від швидкості установки під час її рівномірного руху називається рівнянням тягового балансу шахтного самохідного вагону. Важливим параметром є також динамічна характеристика вагону, яка представляє собою залежність динамічного фактору від швидкості його руху, де динамічний фактор – це відношення сили тяги на ведучих колесах до повної ваги вагону;

- аналіз особливостей динаміки руху самохідних вагонів свідчить, що внаслідок відносно невеликих відстаней транспортування цими установками на рівномірний (без прискорення чи уповільнення) рух припадають досить незначні частки цих дистанцій (до 20%). У таких умовах дуже важливим фактором стає здатність машин до швидкого розгону;

- важливе значення має питання визначення максимального підйому, який може подолати самохідний вагон в умовах руху в усталеному режимі при даних значеннях швидкості та опорів переміщенню. Ця величина залежить не лише від тягових якостей машини і стану дороги, але й від його швидкості на початку підйому. За таких обставин на величину максимальної сили тяги вагону суттєвий вплив має розташування його центру ваги. З цієї точки зору, якщо прирівняти максимальну силу тяги на колесах силі опору руху і знехтувати при цьому силами інерції, які під час рівномірного руху на підйомі при невеликій швидкості мають достатньо малі значення, можна визначити величину найбільшого кута підйому, який здатна подолати машина;

- внаслідок поганих дорожніх умов та обмежених габаритів гірничих виро-

бок високі вимоги ставляться до якості керування вагонами під час руху. Погана керованість призводить до ударів вагону відносно стінок виробки, зниження швидкості на поворотах та аварійних ситуацій. З огляду на це в роботі розглянуто необхідність забезпечення мінімальних габаритів смуги руху для можливості пересування вузькими гірничими виробками, особливості руху вагонів на поворотах із забезпеченням мінімальних їх радіусів для усього діапазону змінення швидкості руху, оцінено важливість стабілізації керованих коліс для підвищення їх стійкості до дії бічних сил, які намагаються змінити напрямок руху.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВАНТАЖОНЕСУЧОГО ОРГАНУ ШАХТНОГО САМОХІДНОГО ВАГОНУ

4.1 Вимоги до конструкції вантажонесучого органу

До складу конструкції вантажонесучого органу шахтного самохідного вагону слід віднести кузов і донний конвеєр.

Кузов вагону представляє собою ємність, призначену для транспортування гірничої маси. Конфігурація та місткість кузова повинні забезпечити повне використання вантажопідйомності установки за рахунок максимального заповнення його рудою. Для цього задня частина кузова має бути розширена, а до передньої частини він повинен поступово звужуватися для забезпечення більш повного завантаження останньої та рівномірного переміщення до неї вантажу (рис. 4.1) [13]. Конструкція заднього борта кузова має давати можливість хорошої оглядовості з місця водія під час використання завантажувальних машин. Борти і днище кузова повинні бути зносостійкими і достатньо міцними.

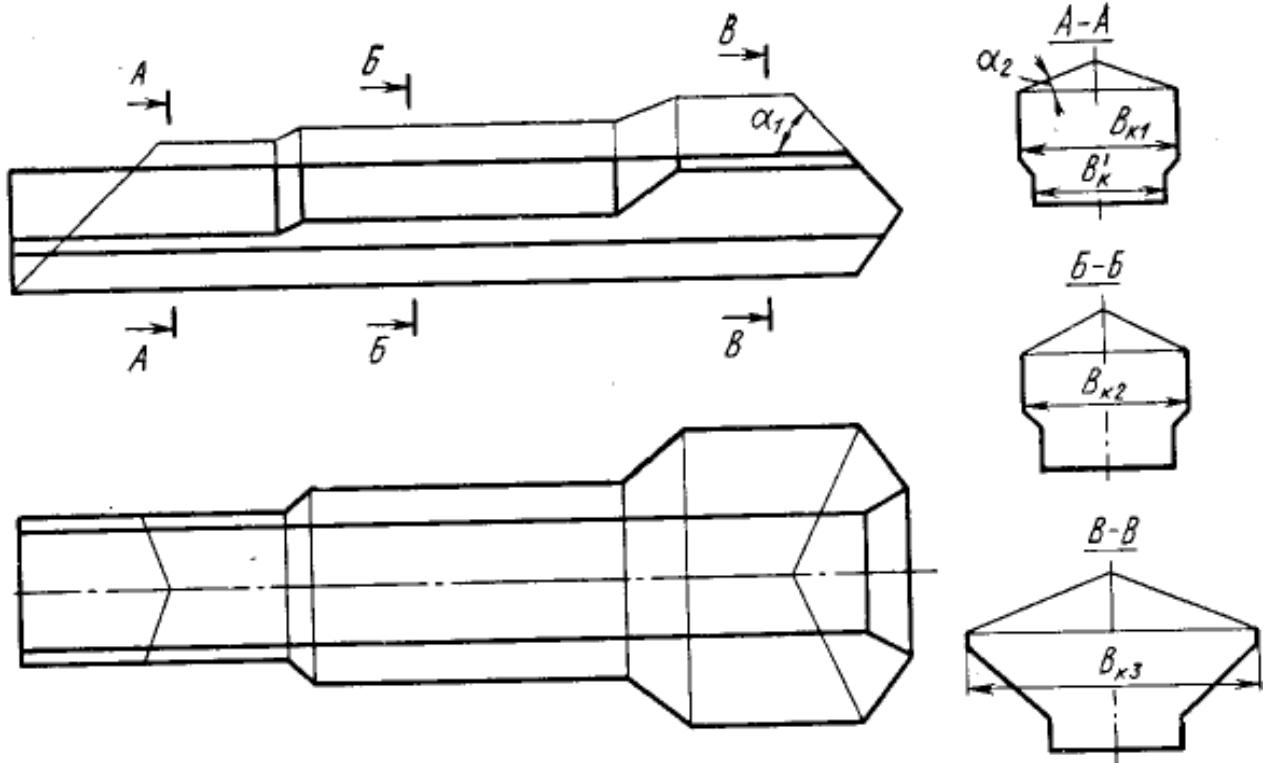


Рисунок 4.1 – Схема заповнення кузова вагону рудою

У днищі вантажонесучого органу змонтований донний конвеєр, призначений для завантаження і розвантаження самохідного вагону. У процесі завантаження вагону матеріал з бункерної (розширеної) частини кузова переміщується вперед по усій довжині установки шляхом періодичного вмикання конвеєра. Такий метод забезпечує максимальне завантаження кузова і скорочує число маневрів вагону біля завантажувальних засобів. Розвантаження вагону відбувається при постійній роботі донного конвеєра.

В якості найбільш доцільної конструкції конвеєра в умовах перевезення крупношматкової абразивної гірничої маси представляється скребкова дволанцюгова установка. Для забезпечення високого рівня продуктивності (особливо під час розвантаження кузова) потрібно підбирати найбільш раціональне поєднання основних конструктивних параметрів скребкового конвеєра (кроку і висоти скребків, ширини конвеєра, швидкості ланцюгів) та форми кузова. Наприклад, для мінімізації енергетичних витрат процесу розвантаження матеріалу швидкість його транспортування має бути такою, при якій він буде рухатися по кузову без розшарування. Для забезпечення цієї умови при ширині кузова 2,5-2,7 м ширина конвеєра повинна бути не менше 0,9-1,0 м. Процес розвантаження зазвичай здійснюється в одному напрямку і лише в аварійних ситуаціях (наприклад, у разі заклинення ланцюга) може допускатися реверсування конвеєра.

4.2 Аналіз особливостей конструктивного виконання кузова і донного конвеєра самохідного вагону

Конструкція кузова самохідного вагону складається з днища та бортів (правого, лівого і заднього), жорстко поєднаних з рамою. Задня частина кузова розширена завдяки розвалу бортів і утворює бункер-приймник для забезпечення кращого завантаження вагону. У днищі кузова вмонтований розвантажувальний скребковий двохланцюговий конвеєр з верхньою робочою гілкою. У разі транспортування вагоном легких руд передбачена можливість нарощування бічних бортів кузова для більш повного використання вантажопідйомності установки.

Окремі дільниці кузова мають різні величини ширини ($B_{к1}$, $B_{к2}$ і $B_{к3}$), причому найбільш широкою є прийомна (завантажувальна) частина (див. рис. 4.1). Ширина конвеєра по скребках $B'_к$ залишається постійною по усій довжині кузова. Тонкими лініями на рисунку показано розміщення транспортованої гірничої маси у кузові після її завантаження з шапкою конусоподібної форми з кутом природного укосу α_1 . Далі уздовж кузова конус переходить у дві призми з кутом α_2 , який утворюється в результаті переміщення руди по кузову. Величини кутів α_1 і α_2 залежать від фізико-механічних властивостей транспортованого матеріалу.

Ланцюг скребкового конвеєра складається з двох пластинчастих ланцюгів 1 та скребків 2, що входять у пази середніх ланок ланцюгів (рис. 4.2) [13].

Приводна станція конвеєра складається з рами, конічного і планетарного редукторів та приводного валу із зірочкою. Крутний момент на приводну станцію передається від приводу конвеєра у вигляді електродвигуна, редуктора масло станції та проміжного редуктора з карданним валом. Вмикання конвеєра здійснюється за допомогою фрикційної муфти, яка має привод від гідроциліндра.

Натяжна станція служить для підтримки постійного натягу скребкового ланцюга.

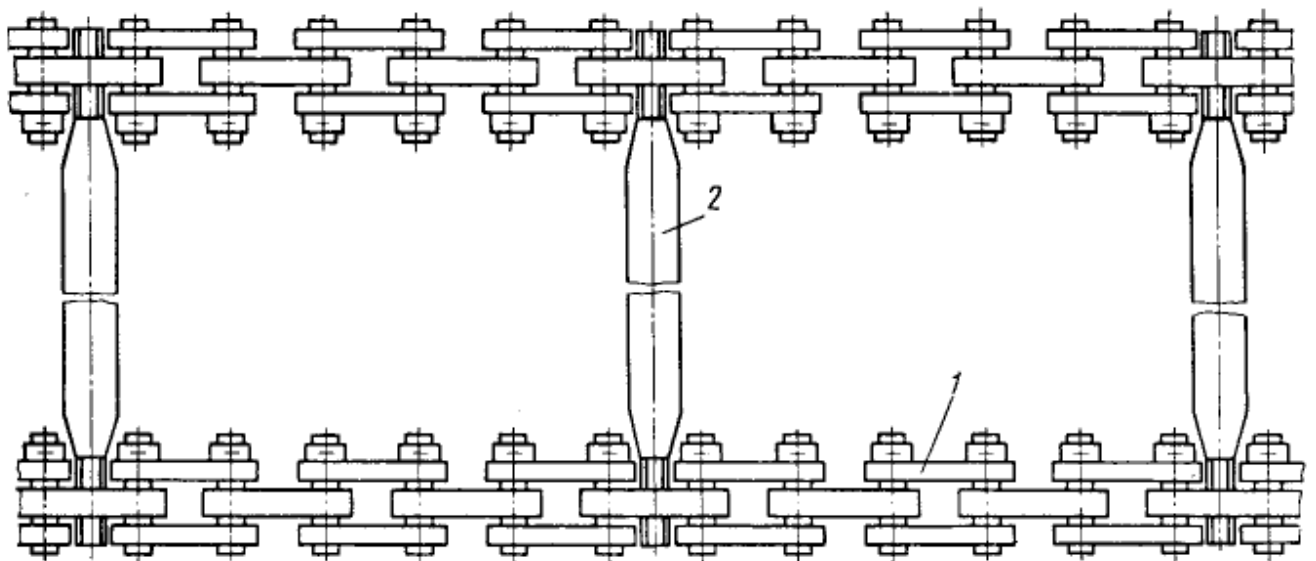


Рисунок 4.2 – Ланцюг скребкового конвеєра самохідного вагону

4.3 Обґрунтування раціональних параметрів вантажонесучого органу

До основних конструктивних та експлуатаційних характеристик вантажонесучого органу шахтного самохідного вагону відносяться:

- параметри кузова – ширина B_k ; висота бортів H_k ; кут нахилу бортів до днища кузова δ_k ;
- параметри скребкового конвеєра – характеристики кузова; ширина по скребках B'_k ; висота скребоків h_c ; крок скребоків $t_{c,k}$; швидкість ланцюга $v_{ц}$.

4.3.1 Вибір параметрів кузова

На енергетичні показники приводу конвеєра суттєвий вплив мають такі конструктивні характеристики кузова вагону, як його ширина, висота бортів та кут їх нахилу.

Серед розробників шахтних самохідних вагонів існують різні точки зору щодо найбільш раціональної форми кузова такої машини. Деякі з них вважають, що це має бути трапеція з кутами нахилу бортів до днища 60° та перехідними площинами від завантажувальної частини кузова до розвантажувальної. Інші говорять, що компоновання у вигляді трапеції не завжди є зручним і пропонують вертикальні борти на більшій частині кузова (лише у завантажувальній частині він залишається трапецієподібним). Але все ж таки бажано мати форму кузова, наближену до такої конфігурації.

Потрібно правильно вибирати співвідношення ширини і висоти кузова з урахуванням кута його нахилу. Для цього рекомендується користуватися наступною формулою:

$$H'_{k \max} = \frac{B_k \cos \beta_k}{\lambda_p},$$

де $H'_{k \max}$ – максимально можлива висота шару руди у кузові, м; β_k – кут нахилу конвеєра до горизонталі під час розвантаження з підйомом кузова, град.; λ_p – коефіцієнт розпору бортів кузова, який залежить від форми його поперечного перетину та кута нахилу його бортів δ_k ;

$$\lambda_p = \frac{\sin^2(\rho_0 + \delta_k)}{\sin^2 \delta_k \sin(\delta_k - \rho_1)},$$

де ρ_0 – кут внутрішнього тертя транспортованого матеріалу; ρ_1 – кут тертя матеріалу відносно днища кузова.

Вибір співвідношення ширини і висоти кузова здійснюється наступним чином. Спочатку за конструктивними міркуваннями приймають потрібну ширину кузова B_k . Потім з умови $H_k < H'_{k \max}$ вибирають корисну висоту кузова та встановлюють коефіцієнт співвідношення ширини і висоти кузова:

$$k_c = \frac{B_k}{H_k}.$$

4.3.2 Вибір та розрахунок експлуатаційних параметрів скребкового конвеєра

Ці показники потрібно вибирати виходячи із заданої ємності кузова вагону, умов його експлуатації та властивостей транспортованої гірничої маси. Необхідні вихідні дані для цього наступні: ширина і висота кузова вагону; кут нахилу бортів; насипна питома вага гірничої маси (руди) γ_p ; коефіцієнт внутрішнього тертя руди f_0 ; коефіцієнт тертя руди відносно днища кузова f_1 ; висота скребоків h_c (не більше висоти ланки ланцюга).

Для забезпечення нормального заповнення кузова та переміщення транспортованого матеріалу по усій його висоті раціональна величина кроку розташування скребоків конвеєра складатиме:

$$t_{c.o} = \frac{1}{2H_k(\omega_p \cos \beta_k \pm \sin \beta_k)} \left\{ h_c^2 \lambda_c \cos \beta_k + \frac{f_0(f_0 \cos \beta_k \mp \sin \beta_k)}{\cos^2 \beta_k \pm f_0^2 \sin^2 \beta_k} \times \left[(H_k - h_c)^2 \frac{(\cos \beta_k \pm f_0 \sin \beta_k)^2}{f_0 \cos \beta_k \mp \sin \beta_k} - l^2 \right] \right\}$$

або при $\beta_k = 0^\circ$, тобто без підйому кузова та у випадку, коли вагон знаходиться на прямолінійній ділянці траси:

$$t_{c.o} = \frac{h_c^2 \lambda_c + (H_k - h_c)^2 - l^2 f_0^2}{2H_k \omega_p},$$

де ω_p – коефіцієнт опору переміщенню гірничої маси у кузові (залежить від внутрішнього тертя матеріалу та його тертя відносно бортів і днища та визначається

здебільшого експериментальним шляхом). Без урахування внутрішнього тертя він дорівнює:

$$\omega_p = \tan(\rho_1 + \theta_k),$$

де θ_k – кут відхилення реакції днища кузова від напрямку сил тертя руди відносно стінок бортів кузова, який можна визначити за допомогою наступної формули:

$$\cot \theta_k = \frac{k_c \cos \beta_k (1 + f_1^2)}{\lambda_p f_1} + f_1;$$

l – відстань точки завантаження руди від заднього борта кузова, м (при завантаженні вагону бункером-перевантажником – $l = 1,5-2,2$ м, при завантаженні вагону іншим вагоном – $l = 0,8-0,9$ м);

λ_c – коефіцієнт, що характеризує вплив фізико-механічних властивостей руди на тягову спроможність скребка:

$$\lambda_c = \frac{\tan(\beta_k + \rho_0)(\sin 2\rho_0 + \sin 2\beta_k) + \sin^2 \rho_0 \pm 2 \tan \beta_k \tan(\beta_k + \rho_0) \sin^2 \beta_k}{2 \sin^2 \beta_k \cos^2 \rho_0 \pm 2 \tan \beta_k \tan(\beta_k + \rho_0) \sin^2 \beta_k},$$

де $\rho_0 = \arctan f_0$.

У знаках « \pm » « \mp » приведених формул верхня позначка відноситься до переміщення руди на підйом, а нижня – під ухил.

Максимально можливий крок скребоків конвеєра (м):

$$t_{c.k \max} = \frac{1}{2H_k(\omega_p \cos \beta_k \pm \sin \beta_k)} \left[h_c^2 \lambda_c \cos \beta_k + \frac{(H_k - h_c)^2 f_0}{f_0 \cos \beta_k \pm \sin \beta_k} \right]$$

або під час розвантаження без підйому кузова ($\beta_k = 0^\circ$):

$$t_{c.k \max} = \frac{h_c^2 \lambda_c + (H_k - h_c)^2}{2H_k \omega_p}.$$

Остаточний крок скребоків приймається після вибору тягового ланцюга за наступною умовою: $t_{c.k} = t_{c.kn} \leq t_{c.o} \leq t_{c.max}$, де $t_{c.k}$ і n – відповідно крок ланцюга (м) та кількість ланок ланцюга на одному кроці скребоків.

Ширина конвеєра по скребкам B'_k : $B_k \geq B'_k \geq 0,8B_k$.

Швидкість руху ланцюга конвеєра вибирається максимальною з міркувань забезпечення мінімального часу його розвантаження. Обмеження цієї величини обумовлюється небезпекою виникнення розшарування руди при русі її по кузову. Дослідження свідчать, що оптимальний режим завантаження кузова реалізується при швидкості ланцюга 0,15-0,20 м/с, а максимальні її значення не повинні перевищувати 0,37 м/с для важких вантажів (наприклад, залізних руд) та 0,48 м/с – для легких (наприклад, калійних солей). У вітчизняних конструкцій шахтних самохідних вагонів швидкість ланцюга складає 0,15-0,3 м/с. [13].

Для завантаження вагону з бункера скребковий конвеєр вмикають 1 раз, а в разі використання навантажувальної машини – 2-3 рази для забезпечення рівномірного завантаження.

Під час розвантаження вагону в бункер конвеєр також вмикають 1 раз (на другій швидкості), а на штрековий конвеєр – 2 рази (спочатку на першій швидкості розвантажують приблизно дві третини матеріалу, а потім решту вантажу – на другій швидкості). Для повного розвантаження кузова вагону достатньо одного неповного оберту ланцюга, а точніше – його руху на відстань приблизно 1,5-1,8 довжини конвеєра. Час розвантаження вагону на одній з фіксованих швидкостей:

$$t_{p.k} = \frac{1,8l_k}{v_{ц}},$$

де l_k – довжина конвеєра, м.

4.3.3 Розрахунки приводу конвеєра

4.3.3.1 Тяговий розрахунок

Для вибору двигуна приводу конвеєра користуються навантажувальними режимами роботи установки, які характеризуються циклічністю. На рис. 4.3 показана діаграма робочих навантажень приводу конвеєра самохідного вагону за один цикл експлуатації установки, який включає роботу конвеєра під час завантаження і розвантаження гірничої маси та відключення його при маневруванні і русі від забою до перевантажувального пункту та у зворотному напрямку.

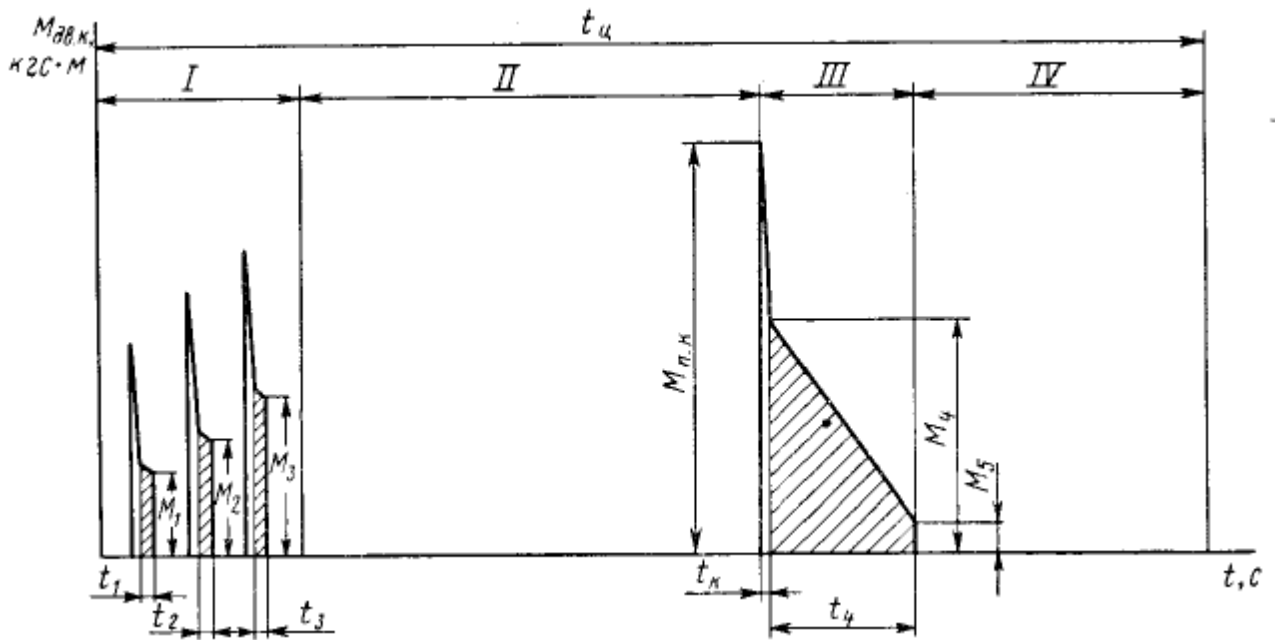


Рисунок 4.3 – Графік навантажень електродвигуна конвеєра протягом одного циклу роботи самохідного вагону:
 I – завантаження (стоянка); II – рух завантаженого вагону;
 III – розвантаження (стоянка); IV – рух порожнього вагону

Величина крутного моменту на приводному валу конвеєра:

$$M_{\text{в.к}} = \frac{P_{\text{в.к}} D_{\text{н.о}}}{2},$$

де $P_{\text{в.к}}$ – сила тяги на валу приводу конвеєра; $D_{\text{н.о}}$ – діаметр початкової окружності зірочки конвеєра.

Для визначення сили тяги використовують метод підрахунку сил опору по усьому контуру конвеєра (рис. 4.4) [13]. Підсумкові сили натягу двох ланцюгів у точках 1, 2, 3 і 4 наступні:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_0; & P_2 &= P_1 + P_{\text{п.г}}; \\ P_3 &= (1,05 \div 1,07)P_2; & P_4 &= P_3 + P_{\text{г.в}}, \end{aligned} \quad (4.1)$$

де $P_0 = 2-4$ кН – початковий натяг ланцюга; $P_{\text{п.г}}$ – опір руху порожньої гілки; $P_{\text{н.г}}$ – опір руху навантаженої гілки; 1,05-1,07 – коефіцієнт, що враховує опір руху ланцюга на зірочках натяжного валу.

Опір руху відповідно порожньої та навантаженої гілок:

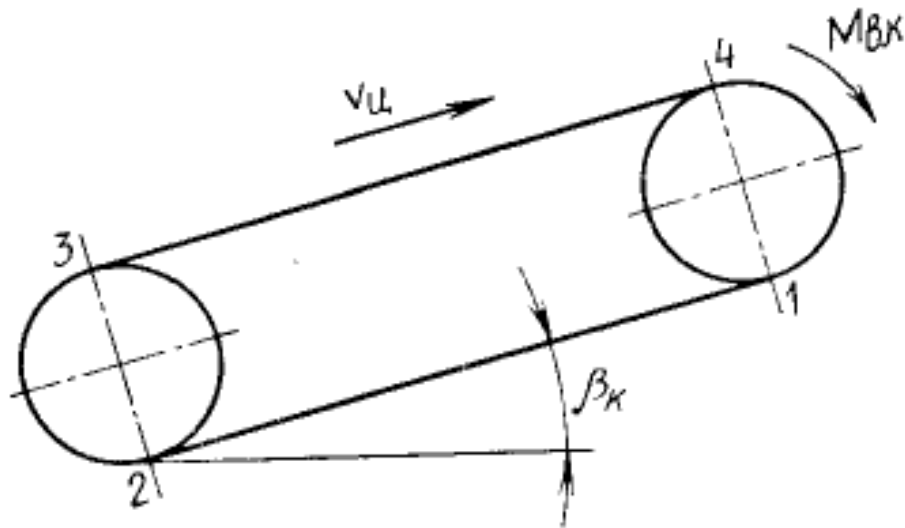


Рисунок 4.4 – Схема розрахунку навантажень ланцюга конвеєра

$$P_{п.г} = q_{ц} l'_{ц} (f_{ц} \cos \beta_k - \sin \beta_k);$$

$$P_{п.г} = G_B (\omega_p \cos \beta_k + \sin \beta_k) + q_{ц} l'_{ц} (f_{ц} \cos \beta_k + \sin \beta_k), \quad (4.2)$$

де $q_{ц}$ – вага 1 погонного метру ланцюга; $f_{ц} = 0,25-0,35$ – коефіцієнт тертя ланцюга відносно днища кузова (менше значення – для порожньої гілки, більше – для навантаженої); $l'_{ц}$ – довжина ланцюга, що дорівнює відстані між ведучою та веденою зірочками (з урахуванням вигинів ланцюга біля зірочок); G_B – вага вантажу, що знаходиться на конвеєрі; ω_p – коефіцієнт опору переміщенню гірничої маси у кузові (для моменту рушання руди його слід приймати рівним 1,2-1,45, а під час руху руди – 0,6-0,85).

Знаючи сили опору конвеєра можна визначити силу тяги на його приводних зірочках:

$$P_{в.к} = P_4 - P_1 + 0,1(P_4 + P_1),$$

де 0,1 – коефіцієнт, що враховує додаткові та інші опори.

Необхідний для вибору електродвигуна еквівалентний момент за цикл роботи конвеєра:

$$M_{е.к} = \sqrt{\frac{\sum M_{е.к}^2 t'_k + M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + 0,25(M_4 + M_5)^2 t_4}{t_k}}, \quad (4.3)$$

де
$$M_{e.c} = \sqrt{\frac{M_{п.к}^2}{3}} \quad (4.4)$$

або
$$M_{e.c} = \sqrt{\frac{M_{п.к}^2 + M_{п.к}M_{у.к} + M_{у.к}^2}{3}}. \quad (4.5)$$

Тут: $M_{п.к}$ – момент електродвигуна під час рушання ланцюга конвеєра; $M_{у.к}$ – усталений момент електродвигуна після закінчення рушання ланцюга конвеєра; $M_{e.c}$ – еквівалентний момент електродвигуна під час рушання ланцюга конвеєра; M_1, M_2, M_3, M_4 і M_5 – моменти опорів конвеєра; t_1, t_2, t_3 і t_4 – час, протягом якого діяли ці моменти; t_k – повний час роботи конвеєра за один цикл роботи вагону; t'_k – час рушання вантажу.

Формулу (4.4) використовують при короткочасних силових імпульсах, наприклад, під час рушання конвеєра. В усіх випадках трапецієподібних форм навантаження (тривалих і короткочасних) незалежно від того, які режими роботи розглядаються (пускові або робочі) застосовують формулу (4.5).

Максимальний момент привода на початку процесу розвантаження:

$$M_{в.к \max} = \frac{P_{в.к \max} D_{н.о}}{2}. \quad (4.6)$$

Для розрахунку максимальної сили тяги беруть максимальне значення коефіцієнту ω_p , що відповідає моменту рушання руди у кузові.

4.3.3.2 Кінематичний розрахунок

У приводах скребкових конвеєрів шахтних самохідних вагонів використовується два види кінематичних схем: із суміщеним та роздільним приводами конвеєра і маслостанції. У першому варіанті привод здійснюється від одного електродвигуна, у другому – від двох або трьох. Найбільш розповсюджена кінематична схема суміщеного приводу і маслостанції показана на рис. 4.5 [13].

Під час кінематичного розрахунку визначають передатне число та його розподілення між окремими механізмами приводу. Для вибору електродвигуна потрібно знати крутний еквівалентний момент на приводному валу конвеєра, швидкість руху ланцюга та діаметр приводної зірочки. Потрібна потужність електрод-

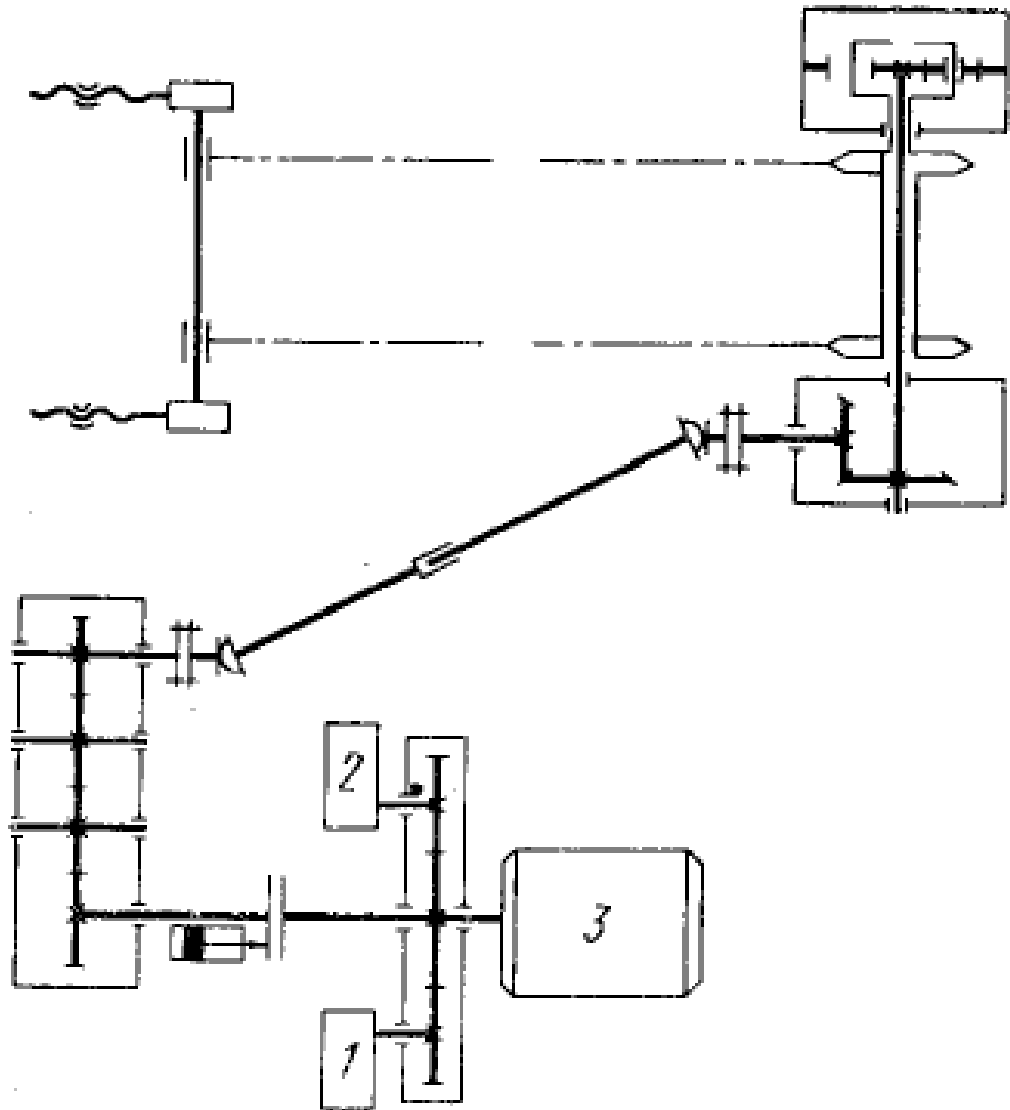


Рисунок 4.5 – Кінематична схема приводу конвеєра та маслостанції:
1, 2 – маслонасоси; 3 – електродвигун

вигуна дорівнює:

$$N_{\text{дв.к}} = \frac{60k_N M_{\text{е.к}} v_{\text{ц}}}{975 \pi D_{\text{н.о}} \eta_{\text{п.к}}} \approx 0,06 \frac{k_N M_{\text{е.к}} v_{\text{ц}}}{\pi D_{\text{н.о}} \eta_{\text{п.к}}},$$

де $\eta_{\text{п.к}}$ – загальний к.к.д. приводу конвеєра (орієнтовно $\eta_{\text{п.к}} = 0,8-0,85$; за наявності черв'ячного редуктора $\eta_{\text{п.к}} = 0,7-0,8$); $k_N = 1,1$ – коефіцієнт запасу потужності.

Після вибору електродвигуна визначають загальне передатне число приводу:

$$i_{\text{п.к}} = \frac{\pi D_{\text{н.о}} n_{\text{дв.к}}}{60 v_{\text{ц}}},$$

де $n_{\text{дв.к}}$ – частота обертання ротора електродвигуна конвеєра, об/хв.

Висновок:

- до складу конструкції вантажонесучого органу шахтного самохідного вагону слід віднести кузов, призначений для перевезення гірничої маси, та донний конвеєр, що забезпечує процеси завантаження і розвантаження останнього. Проведені в роботі дослідження дали можливість сформулювати вимоги до конструкції вантажонесучого органу, проаналізувати особливості конструктивного виконання кузова і донного конвеєра самохідного вагону, обґрунтувати раціональні параметри головних елементів вантажонесучого органу, у тому числі приводу скребкового конвеєра.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дали можливість зробити наступні висновки та практичні рекомендації:

- складність процесу експлуатації самохідного пневмоколісного гірничотранспортного обладнання в умовах підземних рудників у більшості випадків обумовлена надмірними розмірами шматків гірничої маси, обмеженими габаритами гірничих виробок, непорядкованими дорогами, вкритими міцними абразивними породами, підйомами та ухилами транспортних трас, частими поворотами на їх заокругленнях. Усі ці фактори стають причинами передчасного зносу вузлів і деталей обладнання, його відмов та пов'язаних з ними простоїв і необхідності ремонтних заходів. Тому розробка конструкцій та режимів експлуатації такої техніки, зокрема шахтних самохідних вагонів, потребують серйозного наукового підходу та зваженого обґрунтування її параметрів;

- результати аналізу принципу дії, можливих конструктивних схем, вимог, що ставляться до самохідних вагонів, та перспективних областей практичного застосування такої техніки свідчать про безсумнівну доцільність її використання в умовах підземних рудників чорної і кольорової металургії та під час розробки родовищ гірничо-хімічної сировини. Головною перевагою такого виду підземного самохідного транспорту (у порівнянні, наприклад, з широко розповсюдженими колісними навантажувально-транспортними машинами) є відсутність необхідності розворотів установок у гірничих виробках, адже вони здатні працювати у реверсному режимі роботи. Це дає можливість суттєво скоротити непродуктивні витрати робочого часу на допоміжні маневрові операції;

- шахтні самохідні вагони є транспортними засобами, тому однією з найголовніших частин такого обладнання є ходова, від якої у значній мірі залежить ефективність процесу транспортування гірничої маси. Важливість цього агрегату та специфічні умови експлуатації транспортних машин у підземних рудниках визначають високі вимоги до якості його конструктивного виконання та здатності реалізовувати потрібні режими роботи;

- проведений аналіз процесу руху шахтних самохідних вагонів показав, що під час нього ходова частина машини зустрічається з опорами коченню коліс по ґрунту гірничої виробки, опором руху на підйом шляху та опором, що обумовлюється дією сил інерції поступально рухомих та обертових мас установки (опором руху атмосферного повітря з огляду на невелику швидкість машин можна знехтувати). Для подолання цих опорів використовується сила тяги, що передається приводом на ведучі колеса вагону. Залежність сили тяги від швидкості установки під час її рівномірного руху називається рівнянням тягового балансу шахтного самохідного вагону. Важливим параметром є також динамічна характеристика вагону, яка представляє собою залежність динамічного фактору від швидкості його руху, де динамічний фактор – це відношення сили тяги на ведучих колесах до повної ваги вагону;

- аналіз особливостей динаміки руху самохідних вагонів свідчить, що внаслідок відносно невеликих відстаней транспортування цими установками на рівномірний (без прискорення чи уповільнення) рух припадають досить незначні частки цих дистанцій (до 20%). У таких умовах дуже важливим фактором стає здатність машин до швидкого розгону;

- важливе значення має питання визначення максимального підйому, який може подолати самохідний вагон в умовах руху в усталеному режимі при даних значеннях швидкості та опорів переміщенню. Ця величина залежить не лише від тягових якостей машини і стану дороги, але й від його швидкості на початку підйому. За таких обставин на величину максимальної сили тяги вагону суттєвий вплив має розташування його центру ваги. З цієї точки зору, якщо прирівняти максимальну силу тяги на колесах силі опору руху і знехтувати при цьому силами інерції, які під час рівномірного руху на підйомі при невеликій швидкості мають достатньо малі значення, можна визначити величину найбільшого кута підйому, який здатна подолати машина;

- внаслідок поганих дорожніх умов та обмежених габаритів гірничих виробок високі вимоги ставляться до якості керування вагонами під час руху. Погана керованість призводить до ударів вагону відносно стінок виробки, зниження шви-

дкості на поворотах та аварійних ситуацій. З огляду на це в роботі розглянуто необхідність забезпечення мінімальних габаритів смуги руху для можливості пересування вузькими гірничими виробками, особливості руху вагонів на поворотах із забезпеченням мінімальних їх радіусів для усього діапазону змінення швидкості руху, оцінено важливість стабілізації керованих коліс для підвищення їх стійкості до дії бічних сил, які намагаються змінити напрямок руху;

- до складу конструкції вантажонесучого органу шахтного самохідного вагону слід віднести кузов, призначений для перевезення гірничої маси, та донний конвеєр, що забезпечує процеси завантаження і розвантаження останнього. Проведені в роботі дослідження дали можливість сформулювати вимоги до конструкції вантажонесучого органу, проаналізувати особливості конструктивного виконання кузова і донного конвеєра самохідного вагону, обґрунтувати раціональні параметри головних елементів вантажонесучого органу, у тому числі приводу скребкового конвеєра.



а



б



в



г

Рисунок 1.1 – Основні типи підземного самохідного транспортного обладнання з пневмоколісною ходовою частиною:
а – навантажувально-транспортна машина; б – підземний автосамоскид;
в – бункер-перевантажник; г – шахтний самохідний вагон

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики вітчизняних шахтних самохідних вагонів

Показники	Тип вагону				
	BC-5П1	5BC-15M	10BC-15	B15K	BC30
Вантажопідйомність, т	5,0	15,0	15,0	17,0	30,0
Місткість кузова, м ³	1,6	8,6	9,0	10,7	17,6
Встановлена потужність, кВт	16,0	84,2	83,0	132,0	-
Габаритні розміри, мм:					
довжина	3000	8200	8200	9000	11070
ширина	1400	2500	2500	2600	2900
висота	1500	1750	1750	1650	1700
Маса, кг	3000	16500	17000	17500	26000

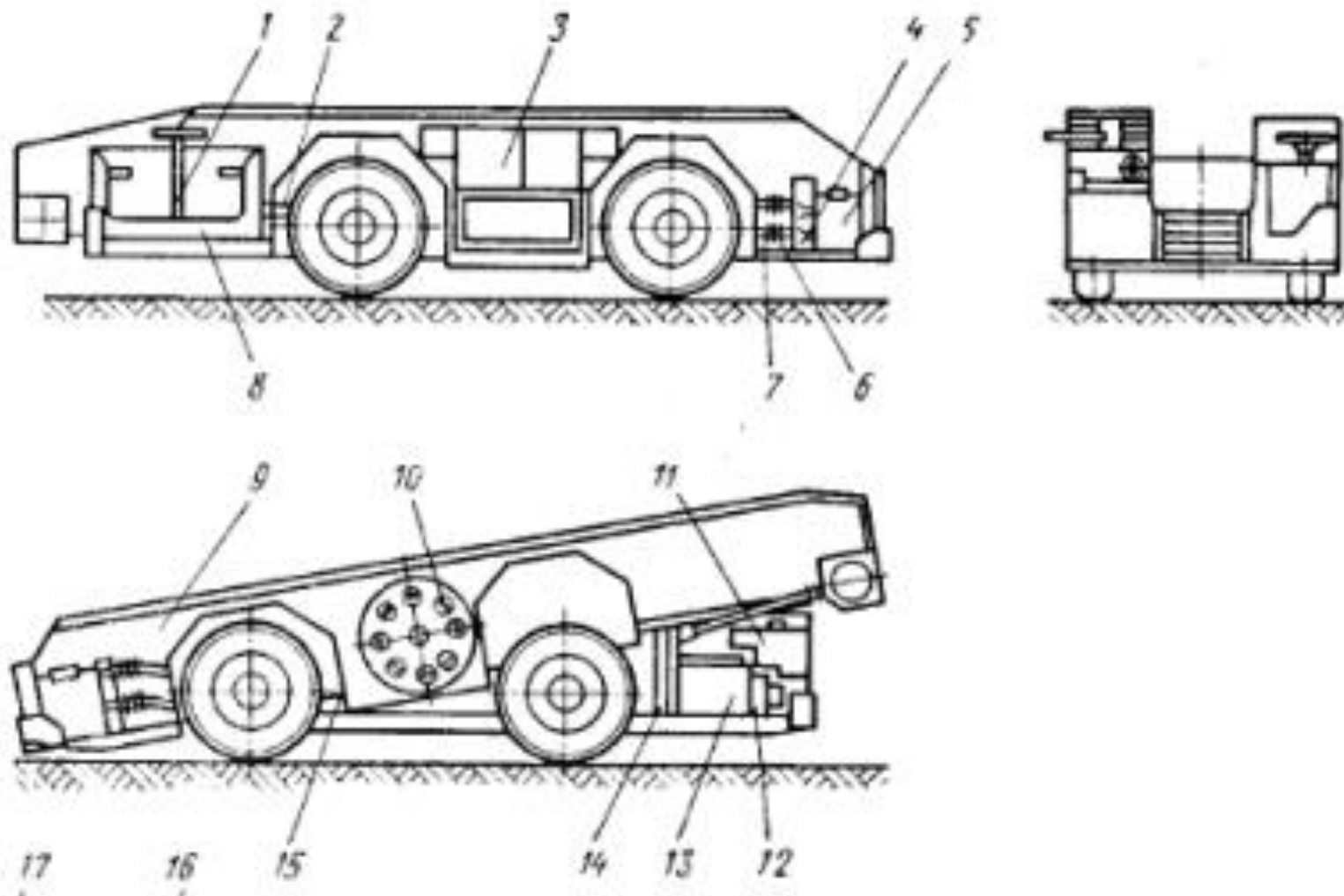


Рисунок 1.2 – Шахтний самохідний вагон:

1 – рульовий механізм; 2 – поздовжня тяга; 3 – магнітна станція; 4, 12, 14 – відповідно редуктори ходової частини, маслостанції і конвеєра; 5 – тяговий електродвигун; 6 – стоянкове гальмо; 7 – карданний вал; 8 – кабіна; 9 – кузов; 10 – кабельний барабан; 11 – гідросистема; 13 – електродвигун конвеєра та маслостанції; 15 – рульові силові тяги

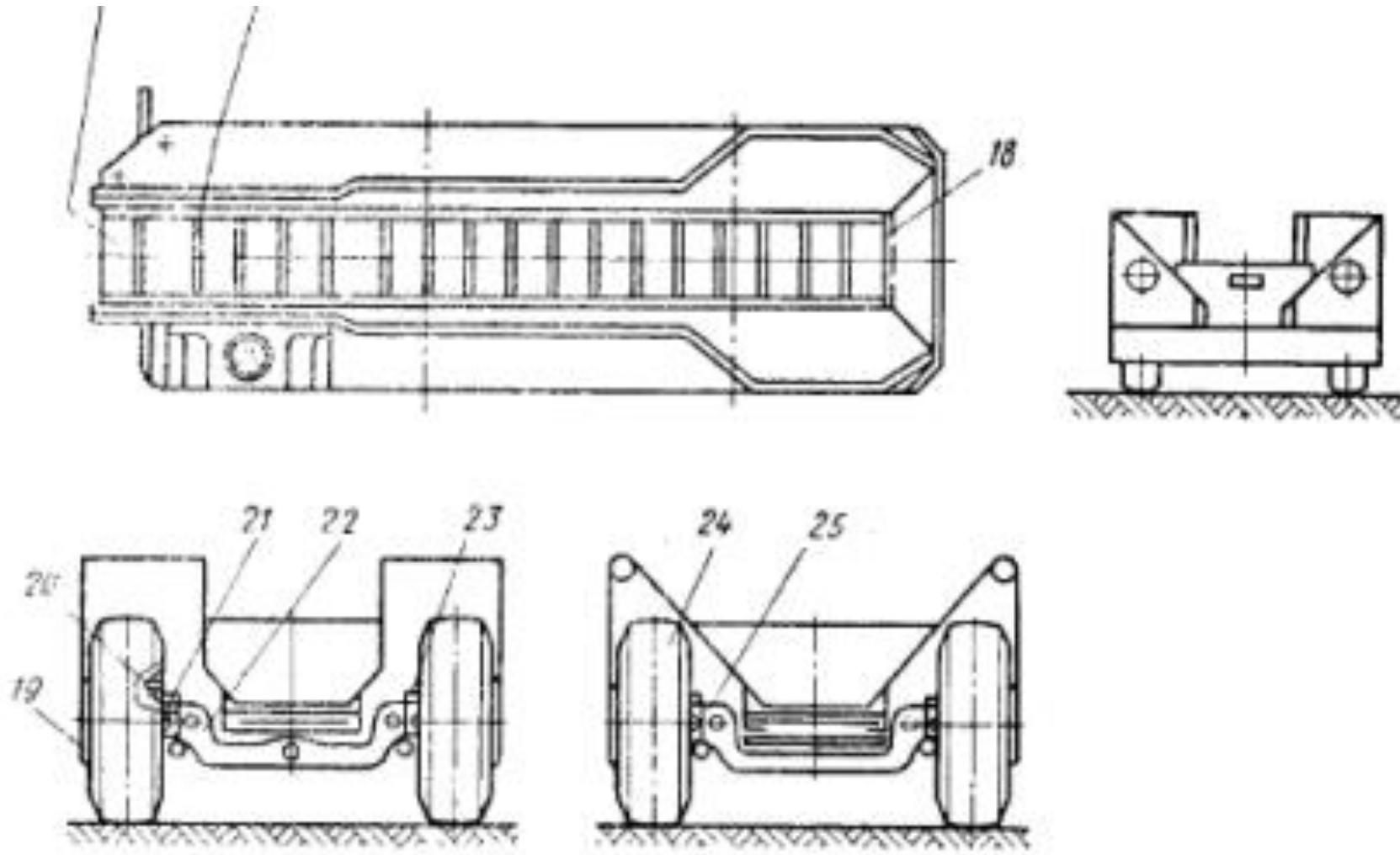


Рисунок 1.2 – Шахтний самохідний вагон (продовження):

16 – ланцюг конвеєра; 17, 18 – відповідно привідна і натяжна станції конвеєра; 19, 23 – відповідно колісний планетарний та конічний редуктори; 20 – колісне гальмо; 21 – шарніри рівних кутових швидкостей; 22, 25 – відповідно балки переднього і заднього моста з цапфами і маточинами у зборі; 24 – колеса і шини

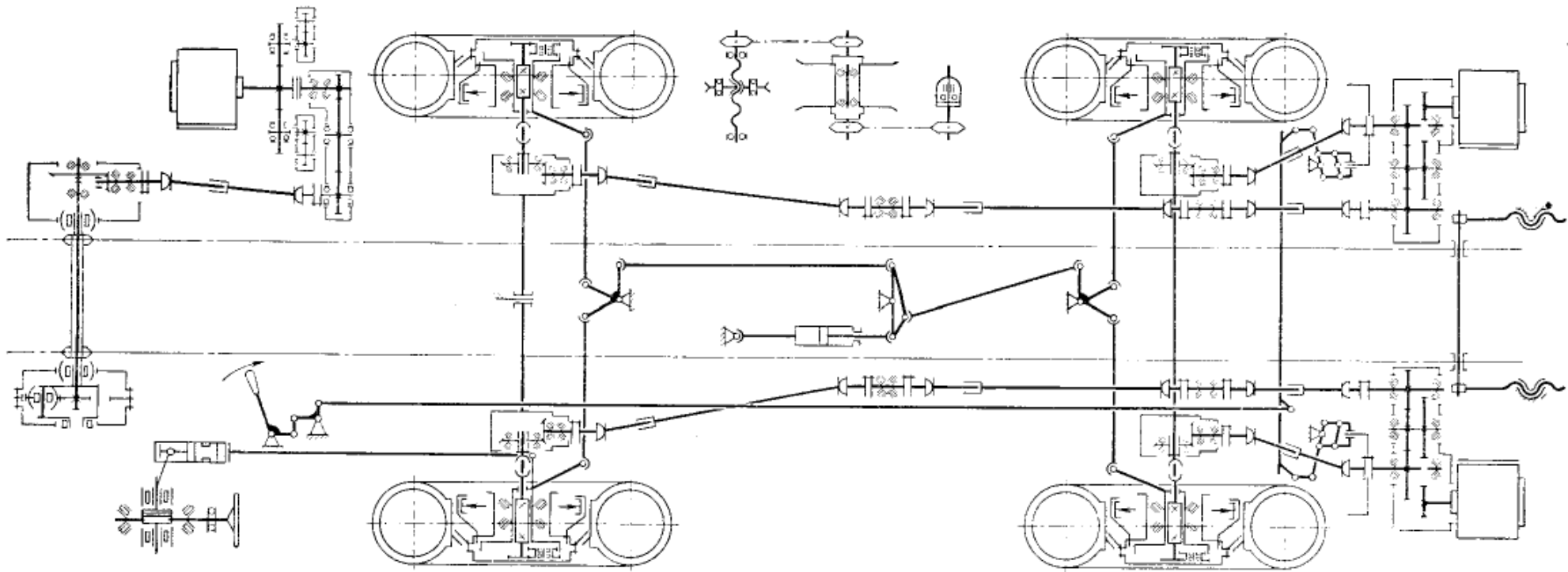
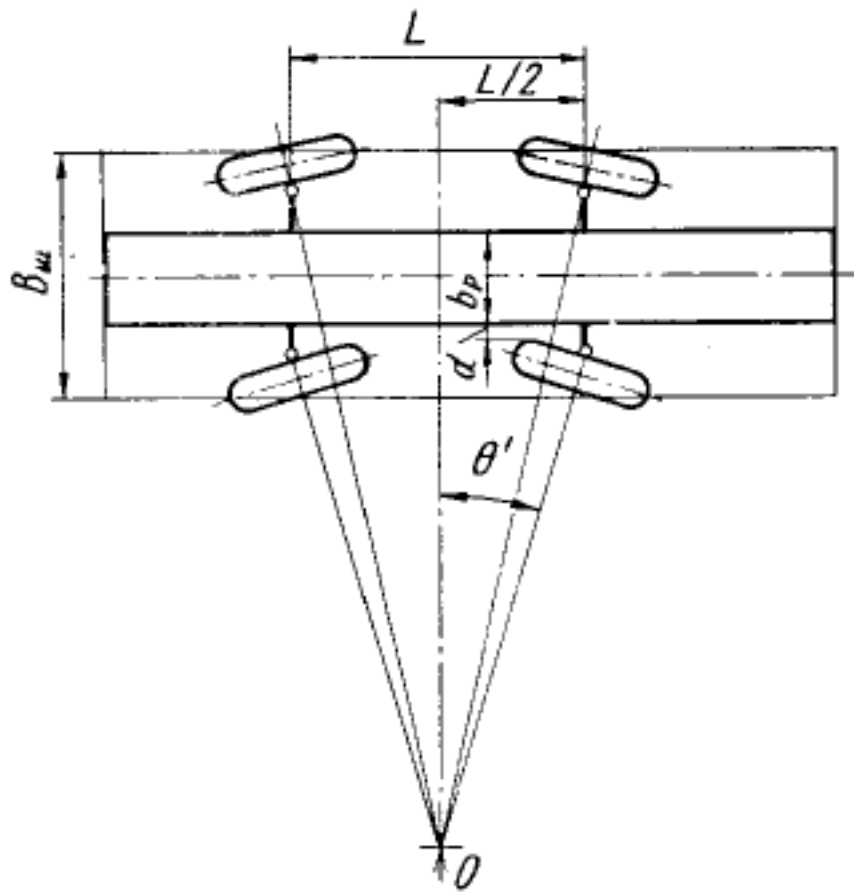
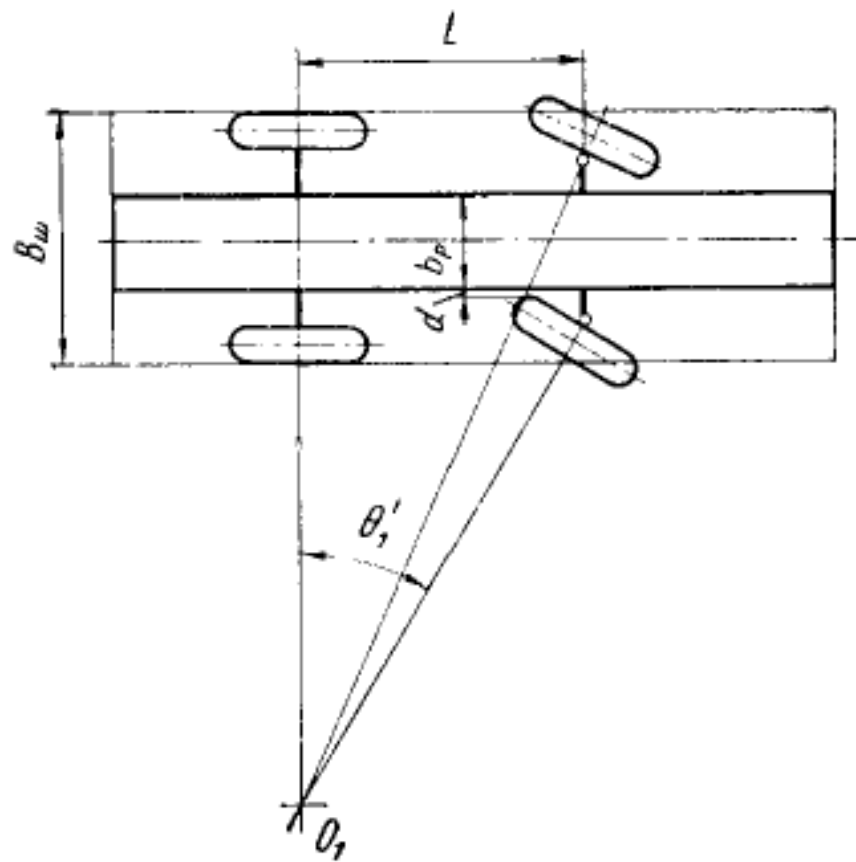


Рисунок 1.3 – Можливий варіант кінематичної схеми шахтного самохідного вагону



a



б

Рисунок 3.8 – Схеми шахтних самохідних вагонів з усіма (а) та двома (б) керованими колесами