

Навчальне видання

**Біліченко Микола Якович**  
**Денищенко Олександр Валерійович**

**ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОХРАХУНКИ  
ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖІВ  
ШАХТ**

(Навчальний посібник)  
Друге видання

УДК 622.61.001.001.24  
ББК 33.16

Основи теорії та розрахунки засобів транспортування вантажів шахт: Навч. посібник / М.Я.Біліченко, О.В.Денищенко. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2008. – 103 с.

Основа другого видання цього посібника – підручник «Транспорт на гірничих підприємствах», написаний співробітниками кафедри рудникового транспорту тодішнього гірничого інституту під редакцією проф. Б.О. Кузнецова (1969-1976 рр., вид-во «Недра»). Перше видання здійснено проф. М.Я. Біліченко в 2002р. Це друге видання, порівняно з першим, перероблено та доповнено, а також більш пристосовано для можливості використання при самостійному та дистанційному навчанні.

Кількість розглянутих питань обмежена, з одного боку, вимогами відведеного навчальним планом часу на засвоєння, а з другого – необхідним рівнем поданого матеріалу.

Головну увагу звернено на ту частину змісту курсу, яка стосується підготовки бакалаврів з напрямку 0903 «Гірництво»: спеціальності 7.090301 «Розробка родовищ корисних копалин», спеціалізації «Підземна розробка родовищ корисних копалин».

Видання рекомендовано і для інших спеціалізацій за тим же напрямом.

У кінці книжки студенти знайдуть перелік основних контрольних запитань і завдань для самопідготовки та самоконтролю, а викладачі ознайомляться з основою побудови діагностики знань.

Рецензенти: завідувач відділу механіки машин і процесів переробки мінеральної сировини Інституту геотехнічної механіки НАН України, доктор технічних наук, професор Надутий Володимир Петрович; науковий консультант – головний інженер проекту інституту ДВАТ «Дніпродіпрошахт», доктор технічних наук, професор Піньковський Гліб Станіславович.

Допущено Міністерством освіти та науки України як навчальний посібник з напрямку 0903 «Гірництво» (лист №14/18.2-1949 від 25.10.02)

Редакційна обробка авторів.

ISBN 966-8271-09-2

© Національний гірничий університет, 2008  
© М.Я.Біліченко, 2008  
© О.В.Денищенко, 2008

## ПЕРЕДМОВА

Під час проектування, будівництва та експлуатації гірничих підприємств, будівництва тунелів, метро та підземних міських споруд, цивільного будівництва здійснюються різного характеру та обсягу розрахунки засобів переміщення вантажів. Найбільший обсяг вантажів на гірничих підприємствах – сипкі.

Характерна особливість вантажопотоків сипких вантажів – їх нерівномірність, а також різноманітність засобів, якими ці вантажі можна транспортувати та складність їх конструкцій і обслуговування.

Тому так важливо, щоб студент – майбутній фахівець напряму «Гірництво», виробничі функції якого вимагають відповідної підготовки і який буде використовувати засоби транспорту, знав основи теорії та розрахунку, а також умов їх застосування.

Такі знання студент отримає з цього другого видання посібника, де на підставі фундаментальних природних наук та обізнання з основами гірничої справи викладені головні питання теорії та розрахунки продуктивності, вантажопотоку та його нерівномірності, стрічкових і ланцюгових конвеєрів, канатного та локомотивного відкочування, проектування рейкових шляхів, експлуатаційні (перевірочні) розрахунки засобів транспорту, що найчастіше використовується.

Пронумеровані головні частини тексту та деякі формули є відповідями на запитання, що розміщені в окремих тестах. Для контролю знань на пізнавальному рівні відповіді на питання тестів можуть здійснюватись з використанням посібника на папері та з використанням персонального комп'ютера. Контроль більш вищих рівнів засвоєння знань може здійснюватись з допомогою самих тестів, але по пам'яті, з відповідями на папері (аналогічно письмовим та усним співбесідам).



# 1. Предмет курсу

## 1.1. Зміст курсу та його зв'язок з суміжними дисциплінами

1 Поновлення структури і змісту навчальних планів, що спричинене ступеневою підготовкою фахівців (бакалаврів, спеціалістів, магістрів) та стандартизацією освіти, призвело до необхідності групування дисциплін, що вивчаються, на нормативні та вибіркові. До нормативних в планах на пряму освіти "Гірництво" введено дисципліну "Основи теорії та розрахунку засобів переміщення вантажів шахт". Вона передує курсам, які стосуються технології видобутку корисних копалин і є теоретичною основою дисциплін, що вивчають транспортування в межах гірничого підприємства. Сформована ця дисципліна з основних теоретичних та розрахункових положень курсу "Транспорт на гірничих підприємствах", що вивчався до реформування освіти. Останній – результат багаторічної навчальної та наукової діяльності викладачів кафедри рудникового транспорту Національного гірничого університету.

Дисципліна, якій присвячена книга, базується на знаннях студентів з математичних та фізичних наук, основ гірничої справи, теоретичної та прикладної механіки, електротехніки, електропривода.

2 Навчальний посібник має одинадцять глав, в тому числі останні чотири – алгоритми розрахунків головних засобів транспорту, що найбільш поширені на шахтах.

Об'єм викладеного матеріалу обмежений відведеним на його вивчення часом, а рівень розгляду питань здійснено з оглядом на рівень попередньої підготовки майбутніх фахівців.

## 1.2. Загальні положення

Усяка діяльність людини, що спрямована на одержання кінцевого продукту, включає переміщення предметів з місця на місце – транспорт (грецьке – *transporto* – пересування, переміщення). Останній здійснюється з допомогою спеціальних засобів – машин, допоміжного обладнання тощо.

Залежно від, користувачів та способів використання розрізняють транспорт загального користування та промисловий.

3 Першим користуються фізичні та юридичні особи для перевезення різних вантажів на будь-які відстані. Залежно від обладнання та інших ознак його поділяють на залізничний, повітряний, річний, морський, автомобільний і т.ін. Характерна риса кожного виду транспорту – незалежність від технологічного процесу будь-якого підприємства.

Промисловий транспорт – на гірничих підприємствах рудниковий або шахтний (кар'єрний) – це частина технологічного процесу, тому ним користується тільки конкретне підприємство залежно від необхідності забезпечення переміщення вантажів.

Види обладнання промислового і загального користування транспорту, як правило, різні, хоча можуть і збігатися (автомобільний, залізничний).

Промисловий транспорт на гірничих підприємствах часто трудомісткий і дорогий (до 30-60 % витрат у загальних витратах на виробництво), тому підготовці фахівців до діяльності, пов'язаній з транспортом, приділяється належна увага.

### 1.3. Умови роботи засобів переміщення вантажів на гірничих підприємствах.

На гірничих підприємствах засоби транспорту функціонують в надзвичайно складних умовах. Цю обставину мають на увазі і враховують при вивченні питань, пов'язаних з теорією та експлуатаційними розрахунками.

Засоби транспорту повинні мати підвищену надійність, зносостійкість, високу ремонтогідність, пристосованість до автоматичного керування.

Особливі умови місця дії:

– засобів підземного транспорту: стиснутий робочий простір; необхідність досить частого ремонту та пересування разом з переміщенням фронту гірничих робіт; виникнення раптових перевантажень, що значно перевищують номінальні; робота в вибухонебезпечній шахтній атмосфері; абразивність транспортованого вантажу; вологість середовища і хімічна активність шахтної води; похила установка деяких машин.

– кар'єрного транспорту: надмірні вантажопотоки, які вимагають застосування надто потужного та важкого обладнання; експлуатація в різних кліматичних умовах; необхідність пересування транспортного обладнання, а також пунктів навантаження і розвантаження слідом за переміщенням фронту гірничих робіт.

– транспорту на збагачувальних фабриках: стаціонарна установка технологічного і транспортного обладнання та взаємозв'язок його роботи; важкі, а в ряді випадків занадто важкі умови експлуатації; запылення і нерідко вибухонебезпечність середовища.

## 2. Вантажі та вантажопотоки

### 2.1. Характеристика вантажів

Вантажі – тіла, підлягаючі транспортуванню або ті, що транспортуються - насипні (масові), штучні (одиничні) та наливні.

2.1.1. Основні параметри насипних вантажів.

Кускуватість, (гранулометричний склад, мм), – розподіл (за масою) кусків (частинок) за крупністю. Крупність – найбільший результат виміру розмірів одного куска.

Проба (навішення) насипного вантажу має куски з різними максимальними розмірами. Якщо  $a'_{\max}$  – максимальний розмір найбільшого куска в пробі, а  $a''_{\max}$  – найменшого, то рядовим чи несортованим називають вантаж, де  $a'_{\max} / a''_{\max} \geq 2,5$ , в інших випадках – сортованим.

Сортований вантаж на транспорті характеризують середнім розміром куска  $a_{cp} = (a'_{макс} + a''_{макс})/2$ , а рядовий – типовим розміром; останній залежить від кількості кусків розміром від  $a'_{макс}$  до  $0,8 a'_{макс}$  у пробі: якщо маса таких шматків у пробі більше 10 % загальної маси проби – типовий розмір дорівнює  $a'_{макс}$ , а коли менше, –  $0,8 a'_{макс}$ . Розміри куска, визначені за таким принципом, надалі будемо позначати літерою  $a$ , називати «розмір куска» і додавати «сортований», «рядовий». Залежно від  $a$  гранулометричний склад насипних вантажів умовно поділяють на групи:

8

Вугілля і порода вугільних шахт, мм	Руда, мм
$a < 0,05$ – пилоподібний	$a < 100$ – дрібнокускова
$a = 0,05 - 0,5$ – порошкоподібний	$a = 100 - 300$ – середньокускова
$a = 0,5 - 10$ – зернистий	$a = 300 - 600$ – крупнокускова
$a = 10 - 60$ – дрібнокусковий	$a > 600$ – особливо крупна
$a = 60 - 100$ – середньокусковий	
$a > 160$ – крупнокусковий	

Гранулометричний склад необхідно знати при розрахунках ширини стрічки конвеєрів, жолобів, випускних отворів бункерів та ін.

Щільність ( $t/m^3$ ) – маса вантажу в одиниці об'єму. Позначається  $\rho_{ц}$ ,  $\rho$  – відповідно в цілику та насипаного. Коефіцієнт розпушення вантажу  $k_{розп} = \rho_{ц} / \rho$ . Для м'яких порід  $k_{розп} = 1,1 \dots 1,3$ , міцних –  $1,4-1,8$ .

Кут природного укосу  $\varphi_0$  та кут укосу в русі  $\varphi$  (рис. 4.3 а):

$$\varphi = (0,5 - 0,7) \varphi_0 .$$

Вологість – вміст води (%) в вологому вантажі:

$$W = \frac{m_g - m_c}{m_g} 100\% ,$$

9

$m_g$ ,  $m_c$  – відповідно маса вологого та висушеного при  $105^\circ C$  вантажу.

Абразивність – властивість стирати елементи засобів транспорту. Категорії абразивності:

- А – неабразивний (у гірничій промисловості відсутній);
- В – малоабразивний (мокра глина, вугілля);
- С – середньоабразивний (пісок, антрацит);
- Д – сильноабразивний (залізна руда, боксити).

Здатність до самозаймання. Ураховується при складуванні вантажів; існують нормативи припустимої висоти складів, бункерів та ін.

2.1.2. Наливні вантажі – вода, емульсії, електроліт, горючо-мастильні матеріали тощо перевозять у цистернах, бочках, каністрах.

2.1.3. Штучні вантажі – власне штучні – устаткування, машини, шпали, труби, рейки та ін., а також тарні транспортують у вагонетках, на платформах, у пакетах, контейнерах, спецтарі.

У подальших розділах належну увагу приділено переміщенню (транспорту) сипких вантажів як основних на переважній більшості гірничих підприємств.

## 2.2. Вантажопотоки

Термін (потік вантажу) застосовують в різних варіантах: від дійсно «поток» – неперервного струменя (конвеєр), де кожен мить вантаж рухається через певний уявний перетин, до випадку, коли звичного, видимого потоку немає, наприклад, локомотивне відкочування, де вантаж транспортується порціями, з перервами.

На засоби транспорту сипкі вантажі можуть надходити у вигляді перервного чи переривчастого (окремими порціями) потоку (вантажопотік). Джерела вантажопотоку: видобувні та прохідницькі машини; передуючі даному транспортні засоби; бункери, живильники і т. ін.

Засоби транспорту (конкретні машини, пристрої), що утворюють комплекси і системи, покликані забезпечувати безперебійне приймання та одночасне, організоване за єдиним алгоритмом транспортування вантажопотоку, що надходить.

Вантажопотік характеризують: видом (характером), напрямком, кількістю переміщеного за одиницю часу вантажу.

Види: безперервний нерівномірний чи безперервний рівномірний, наприклад, конвеєр; переривчастий (періодичний), наприклад, локомотивний транспорт; одиночний – з одного вибою (джерела); збіжний – з кількох одиночних.

Напрямки: головні – переміщення корисної копалини від вибоїв до ствола; допоміжні – матеріали, устаткування, люди; попутні – односпрямовані, зустрічні – різноспрямовані потоки.

У процесі транспортування характер вантажопотоку може змінюватися, наприклад, неперервний – переривчастий і навпаки.

Для кількісної характеристики вантажопотоку користуються тією ж величиною, що і для характеристики транспортних засобів – продуктивністю.

Вантажопотоки зображують цифрами продуктивності засобів транспорту на схемі транспорту або на схемі ланцюга апаратів.

## 3. Загальна класифікація та оцінка засобів транспорту

### 3.1. Класифікація

Залежно від призначення відрізняють власне транспортні засоби та допоміжне транспортне устаткування.

#### Власне транспортні засоби:

3.1.1. За характером роботи: безперервної дії; періодичної дії.

14 3.1.2. *За способом переміщення вантажу:* ковзанням; на вантажонесучих органах; у посудинах; у середовищі (вода, повітря).

14 3.1.3. *За конструктивною ознакою:* конвеєри; пневмо- та гідротранспортні установки; підвісні канатні та монорейкові дороги; скреперні установки; канатні відкочування по рейкових коліях; локомотивний чи автомобільний транспорт; транспорт самохідними вагонетками.

15 До допоміжного транспортного устаткування належать: перевантажувачі; живильники; бункерні затвори та бункери; перекидачі; компенсатори висоти; штовхачі; колійні пристрої.

## 3.2. Критерії оцінки для порівняння

### 3.2.1. Загальні відомості

16 Різноманіття засобів транспорту, що застосовуються в умовах гірничих підприємств, створює потребу загальних критеріїв (показників, параметрів), якими можна було б користатися при порівнянні, виборі або оцінці їх використання. Такі критерії дають змогу вибирати найбільш доцільний варіант з кількох можливих при проектуванні транспортних систем, їх заміні тощо.

Розрізняють критерії:

- 16 – функціональні, які характеризують найбільш важливі загальні показники при реалізації (здійсненні) функцій машин;
- технологічні, пов'язані з можливостями і простотою виготовлення машин;
- економічні, що визначають абсолютні чи наведені витрати під час реалізації функції машини;
- антропологічні, пов'язані з людськими чинниками.

Головні для користувачів – фахівців з експлуатації машин – функціональні критерії.

### 3.2.2. Функціональні критерії

17 ◇ Продуктивність. Характеризує основну функцію машини. Питання продуктивності розглядаються нижче.

#### ◇ Граничні характеристики траси.

Траса – проекція осі шляху транспортування на вертикальну і горизонтальну площини. Види: прямолінійна, криволінійна (скривлена), горизонтальна, похила з постійним та змінним кутом нахилу.

Для кожного виду транспорту характерні максимальні значення: довжини транспортування, висоти підймання вантажу (для вантажопідіймальних машин), кута нахилу до горизонту, мінімального радіуса кривизни в плані та профілі.

Ці критерії визначаються видом і конструктивними особливостями засобів переміщення та властивостями вантажів.

◇ Вантажність – максимальна маса вантажу, яку транспортний засіб може підняти і перемістити (вантажопідіймальні та самохідні машини і місткості).

◇ Надійність – властивість (здатність) машини виконувати функції в часі без відмовлень, (збереження працездатності в часі). Для характеристики цієї

властивості єдиного критерію немає. Часто надійність засобів транспорту характеризується такими критеріями:

– **безвідмовність** – вимірюють частотою (інтенсивністю) відмов

$$\lambda = \frac{1}{t_{\text{відм}}}, \text{ відм/год,} \quad (3.1) \quad 20$$

де  $t_{\text{відм}}$  – середній час напрацювання на одну відмову.

$$t_{\text{відм}} = \frac{t_{\text{відм}1} + t_{\text{відм}2} + \dots + t_{\text{відм}n}}{n}, \text{ год.} \quad (3.2) \quad 19$$

Тут  $t_{\text{відм}1}, t_{\text{відм}2} \dots$  – час напрацювання (безвідмовної роботи) між відмовами.

Аналогічно  $t_{\text{відн}}$  – середній час ліквідації відмови (час ремонту).

– **імовірність безвідмовної роботи** протягом заданого часу  $t$

$$P(t) = e^{-\lambda t}. \quad (3.3) \quad 22$$

Частота відмов послідовного ланцюга машин (без резерву)

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_n, \frac{1}{\text{год}}. \quad (3.4) \quad 18$$

Якщо засоби однакові та інтенсивність відмов кожної  $\lambda_0$ , то

$$P(t) = e^{-\lambda_0 n t}, \quad (3.5) \quad 24$$

тобто безвідмовність системи із зростанням  $n$  знижується: чим ланцюг складніший, тим він менш надійний.

– **готовність** характеризується коефіцієнтом готовності

$$k_2 = \frac{t_{\text{відм}}}{t_{\text{відм}} + t_{\text{відн}}}; \quad (3.6)$$

– **ремонтпридатність** характеризується  $t_{\text{відн}}$  – середньою тривалістю відновлення (час ліквідації поломок) та коефіцієнтом ремонтпридатності

$$k_{\text{рем}} = \frac{t_{\text{відн}}}{t_{\text{відм}} + t_{\text{відн}}}. \quad (3.7) \quad 21$$

Значення  $k_2$  (величина безрозмірна) можна розглядати як імовірність застати установку в працездатному стані в довільний момент часу.

Для послідовного ланцюга (системи) засобів транспорту  $k_2 = k_{21} k_{22} \dots k_{2n}$ , а якщо  $k_{20}$  – однаковий коефіцієнт готовності кожної з  $n$  установок, то для такого ланцюга  $k_2 = k_{20}^n$ , тобто із зростанням  $n$  готовність знижується.

Коефіцієнти готовності та ремонтпридатності зв'язані:  $k_2 + k_{\text{рем}} = 1$ .

Надійність закладається при проектуванні та виготовленні машин. Під час експлуатації надійність «витрачається», причому швидкість витрачання

залежить від навантажень, методів та умов експлуатації, кваліфікації персоналу. Підвищення надійності – завдання гірничого машинобудування. Поліпшення використання надійності – завдання експлуатаційників.

25 ◇ Подрібнення вугілля (продукту видобутку) при транспортуванні та складуванні. Залежить від способів транспорту (виду транспортного засобу) складування, а також, обслуговування складів. Часто підвищений вихід дрібняку істотно знижує ціну кінцевого продукту.

Відповідним вибором машин можна знизити здрібнювання. У літературі наведені таблиці по здрібнюванню вугілля різними транспортними засобами, які варто враховувати де в цьому є необхідність.

26 ◇ Безпека вимірюється цифрами травматизму і нещасних випадків при експлуатації різних видів транспорту. Забезпечується досконалістю конструкції устаткування та технологічними аспектами його експлуатації, а також ступенем виконання вимог Правил безпеки як при створенні (конструюванні, виготовленні) машин, так і (особливо) при їх експлуатації.

Практика засвідчує, що приблизно 20-40 % важких нещасних випадків на вугільних шахтах відбувається на транспорті, а 20-30 % з цієї частки – через недосконалість та недоліки у конструкції машин і механізмів. Із застосовуваних на шахтах видів транспорту найбільший відсоток травматизму (нещасні випадки) – на рейковому транспорті.

### *3.2.3. Технологічні критерії.*

Користувачі транспортних машин, як правило, не беруть їх до уваги.

Основні з них: трудомісткість виготовлення засобу транспорту; технологічні можливості (простота конструкції, ступінь використання існуючих елементів та деталей); матеріали, з яких виготовляють елементи машини (якість і вартість самого матеріалу, кількість відходів).

### *3.2.4. Економічні критерії.*

При експлуатації економічність оцінюється експлуатаційними витратами, вираженими в абсолютних чи відносних величинах. Абсолютні величини – річними експлуатаційними витратами або вартістю машино-зміни, а відносні – собівартістю транспортування тонн вантажу.

### *3.2.5. Антропологічні критерії.*

Відбивають відповідність і пристосованість машини до людини, а також ступінь дискомфорту, формування позитивних емоцій, впливу шкідливих і небезпечних чинників.

Основні: ергономічність (властивість системи людина-машина змінювати результати роботи залежно від «зручностей» оператора); шкідливий чи небезпечний вплив на людину (безпека): (імовірність травми, рівень дії електричного, магнітного або радіаційного полів, звукове чи вібраційне навантаження, концентрація шкідливих речовин у повітрі тощо); екологічність (взаємовідносини між природою і машиною з погляду комфортності та можливості життя людей, змін природи під час роботи і в майбутньому).

## 4. Продуктивність засобів переміщення сипких вантажів

### А. Стаціонарні засоби транспортування

#### 4.1. Основні поняття

Визначення: продуктивність  $Q$  – кількість вантажу, переміщеного за одиницю часу. Розмірність: масова – т/год (хв, зм., доба); об'ємна – м<sup>3</sup>/год (хв, зм., доба). Іноді  $Q$  вимірюється умовними одиницями транспортної роботи (тонно-кілометри) – ткм/год, ткм/зм, ткм/добу.

Графіки зміни кількості вантажу  $m$  (рис. 4.1, графік 1) та продуктивності  $Q$  (графіки 2, 3, 4) протягом машинного часу  $t_m$  для трьох можливих видів вантажопотоку: безперервного – нерівномірного  $a$  і рівномірного  $b$  та переривчастого  $v$ . Звертається увага на те, що кінцевий результат  $m_k$  однаковий, проте продуктивність потоків різна в різних відрізках часу.

Графіки  $m$  можуть бути отримані шляхом безперервного вимірювання маси в кінцевому пункті транспортування, а графіки  $Q$  – диференціюванням графіка  $m$  чи іншими способами.

Поняття: машинний час  $t_m$  – сумарний час роботи машини безперервної дії (навіть ухолосту) за зміну  $t_{zm}$ ; робочий час  $t_p$  – сумарний час роботи транспортного засобу періодичної дії (разом з усіма технологічними зупинками за робочі цикли).

Види продуктивності:

$$* \text{ миттєва } Q_{\text{мит}} = \frac{dm}{dt}, \text{ т/год} - \quad (4.1)$$

значення ординати в будь-якому місці на графіках 2 і 3 (рис. 4.1). Поняття має сенс лише для засобів безперервної дії (конвеєри);

$$* \text{ середня } Q_{\text{ср}} = \frac{\Delta m}{\Delta t}, \text{ т/год} - \quad (4.2)$$

продуктивність для будь-якого відрізка часу  $\Delta t$ , за який переміщено  $\Delta m$  вантажу;

\* теоретична  $Q_T$  т/год, - максимальна, обумовлена характеристикою (можливістю) машини;

\* експлуатаційна  $Q_e$  т/зм; т/д об. - середня протягом загального часу (зміна, доба, рік). При її визначенні ураховуються всі простої, а не тільки машинний чи робочий час; вона не відбиває нерівномірність вантажопотоку за даний час. Зазначена продуктивність залежить як від теоретичної (можливості машини), так і від рівня організації роботи взагалі, що визначає втрати часу не лише на транспортування.

Вибір транспортних машин (засобів) здійснюється за співвідношенням:  $Q_T \geq Q_p$ , де  $Q_p$  – розрахунковий вантажопотік.

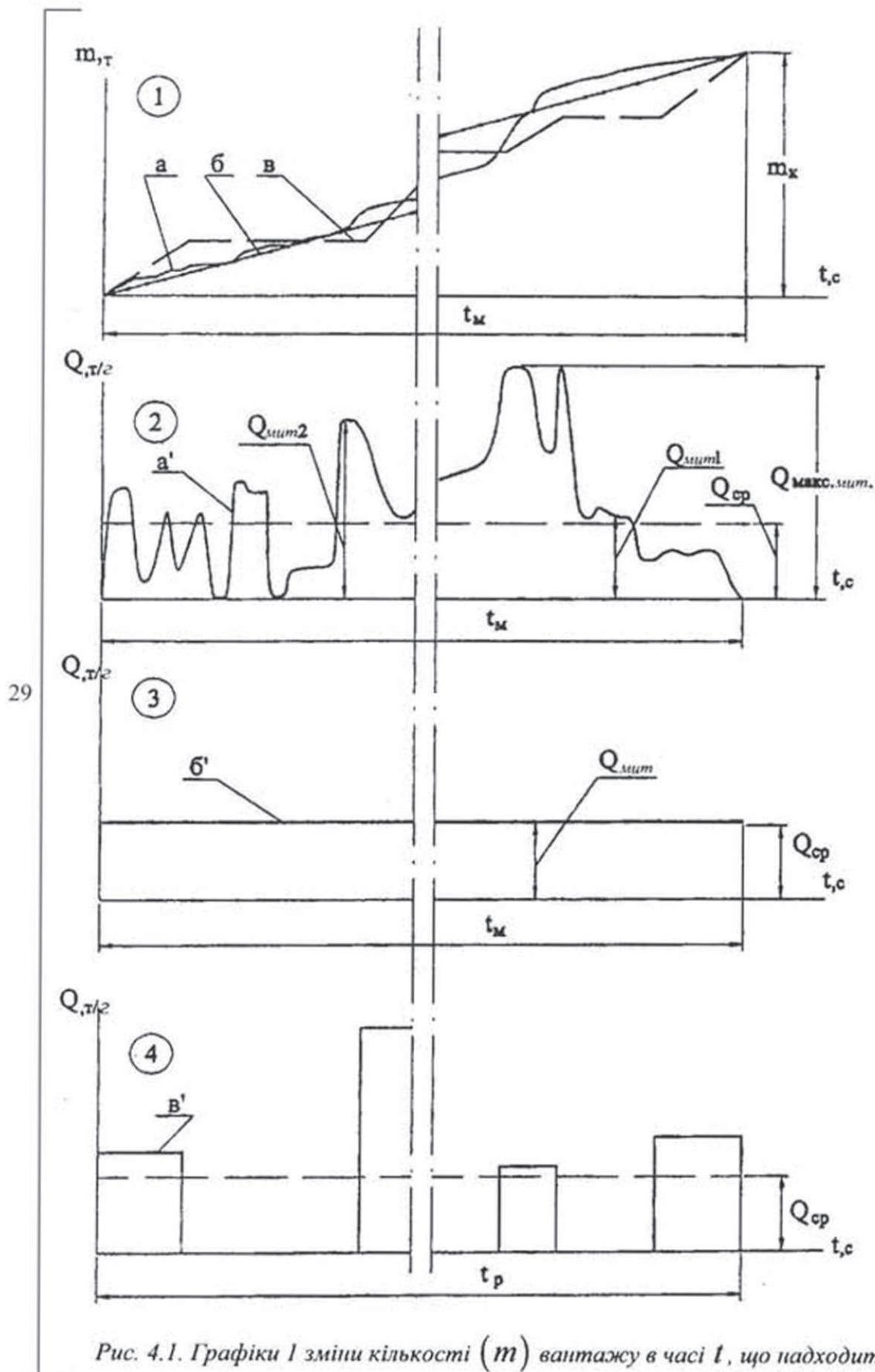


Рис. 4.1. Графіки 1 зміни кількості ( $m$ ) вантажу в часі  $t$ , що надходить (транспортується) та продуктивності ( $Q$ ) 2, 3, 4 вантажопотоків при безперервній нерівномірній ( $a, a'$ ), безперервній рівномірній ( $б, б'$ ) та циклічній ( $в, в'$ ) його подачі (транспортуванні)

#### 4.2. Теоретична продуктивність засобів (машин) періодичної дії

Вантаж транспортується з п. А до п. Б порціями, у посудинах. За кожен цикл (рис. 4.2 а) переміщається состав із  $z$  посудин, вантажність кожної –  $m$ . Довжина транспортування  $l$ , м, швидкості (технічні) з вантажем і вхолосту  $v_{вант}$ ,  $v_{хол}$ , м/с. Час циклу

$$T_{\text{ц}} = \frac{l}{k_{\text{ув}} v_{\text{вант}}} + \frac{l}{k_{\text{ув}} v_{\text{хол}}} + \Theta, \text{ с}, \quad (4.3) \quad 30$$

де  $k_{\text{ув}}$  – коефіцієнт зменшення розрахункової швидкості (розганяння, гальмування, інші уповільнення за рейс);  $\Theta$  – час сумарної паузи за цикл (причіплювання та відчіплювання посудин, навантаження – розвантаження, маневри і т.ін.), с.

Теоретичною продуктивністю вважають середню за час циклу:

$$Q_T = \frac{zm}{T_{\text{ц}}}, \text{ кг/с}; \quad Q_T = \frac{3600zm}{1000T_{\text{ц}}}, \text{ т/год} = \frac{3,6zm}{T_{\text{ц}}}, \text{ т/год}. \quad (4.4) \quad 31 \quad 32$$

Увага: у формулі(4.4)  $m$  – кг;  $T_{\text{ц}}$  – с, а відповідь – т/год. 35

#### 4.3. Теоретична продуктивність установок безперервної дії

На довжині  $l$  (м) маса вантажу  $m$  (кг), а швидкість його руху  $v$  (м/с) – рис. 4.2б.

Теоретична продуктивність

$$Q_T = qv, \text{ кг/с} \text{ чи } Q_T = 3,6qv, \text{ т/год}, \quad (4.5) \quad 33$$

де  $q$  – середня лінійна (на 1 метрі) маса вантажу, кг

$$q = \frac{m}{l}, \text{ кг/м}. \quad 34$$

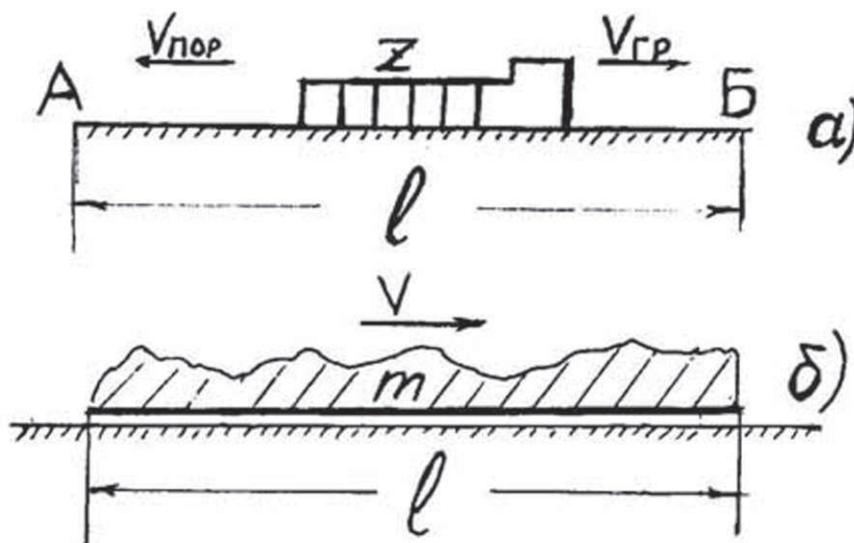


Рис. 4.2. До визначення продуктивності засобів періодичної (а) та безперервної (б) дії

36

З останнього видно, що при заданому  $v$ , м/с теоретична (максимальна) продуктивність визначається граничним (найбільшим) значенням  $q$ , кг/м, яке на транспортних установках безперервної дії обмежується або місткістю вантажонесучого органа (при деякому значенні  $q$  вантаж переповнює, наприклад, конвеєр і починає з його зсипатися), або силовими чинниками (при деякому  $q$  і відповідній довжині транспортування перевищується допустиме навантаження за міцністю тягового органа – стрічки, ланцюга, чи граничною потужністю двигуна).

*4.3.1. Теоретична продуктивність за місткістю вантажонесучого елемента (приймальна здатність)*

Дано: швидкість  $v$ , м/с;  $\rho$ , т/м<sup>3</sup> – щільність вантажу в насипанні;  $\varphi$  – кут укосу матеріалу в русі; розміри вантажонесучого органа. Визначити теоретичну (найбільшу можливу) продуктивність  $Q_T$ , т/г за місткістю вантажонесучого елемента (стрічки жолоба).

На відрізку довжиною  $l$  (м) конвеєра переміщується вантаж масою  $m$ , кг:

$$m = S_{\text{вант}} l \rho, \text{ т}; \quad (4.6)$$

Лінійна маса вантажу

$$q = \frac{S_{\text{вант}} l \rho}{l}, \text{ т/м} = 1000 S_{\text{вант}} \rho, \text{ кг/м}, \quad (4.7)$$

де  $S_{\text{вант}}$  – площа поперечного перерізу (рис. 4.3) вантажу на вантажонесучому органі (стрічці, жолобі), м<sup>2</sup>,

$$S_{\text{вант}} = S_{T_{\text{вант}}} \psi. \quad (4.8)$$

Тут  $S_{T_{\text{вант}}}$  – теоретична площа перерізу струменя при транспортуванні по горизонталі, обмеженого знизу несучим органом, а зверху – лініями укосу в

русі, м<sup>2</sup>;  $\psi = \frac{S_{\text{вант}}}{S_{T_{\text{вант}}}}$  – коефіцієнт заповнення теоретичної площі перерізу

(недозаповнення, переповнення) вантажу.

Часто  $S_{\text{вант}}$  визначають за площею жолоба (рис. 4.3 б)

$$S_{\text{вант}} = S_{\text{ж}} \psi', \text{ м}^2, \quad (4.9)$$

тоді коефіцієнт заповнення площі жолоба  $\psi' = \frac{S_{\text{вант}}}{S_{\text{ж}}}$ . Після підстановки в (4.7

та 4.5) маємо

$$Q_T = 3600 S_{T_{\text{вант}}} \rho \psi v c, \text{ т/год} \quad (4.10)$$

38 чи

$$Q_T = 3600 S_{\text{ж}} \rho \psi' v c, \text{ т/год}. \quad (4.11)$$

*4.3.2. Теоретична продуктивність за силовими факторами.*

Теоретична продуктивність  $Q_T$ , розрахована за місткістю вантажонесучого органа, – максимальна і, як видно з формул, не залежить від довжини транспортування. Це справедливо доти, поки при деякій граничній

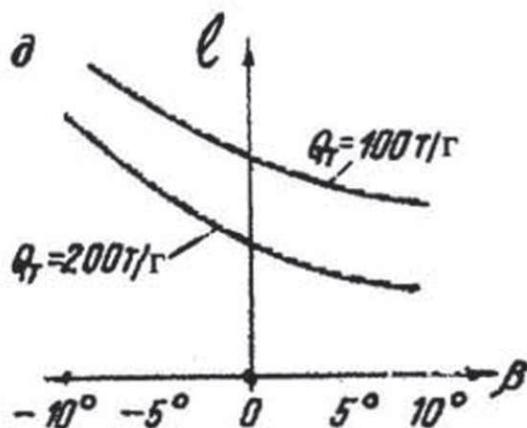
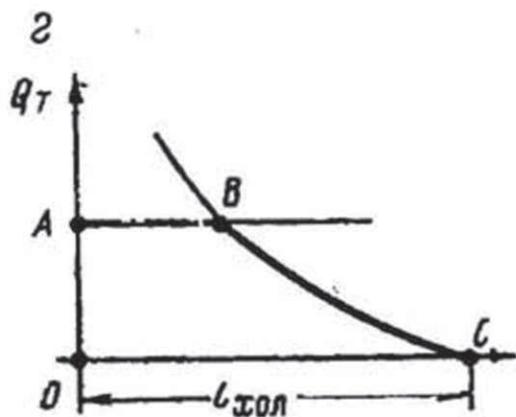
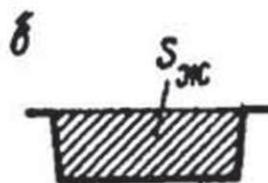
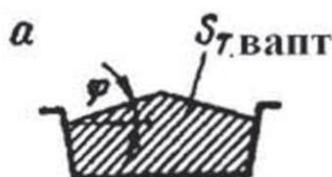
довжині не буде використаний один або обидва силових фактори (міцність тягового органа чи потужність приводу). Якщо довжину потрібно збільшити понад зазначену граничну, доводиться знижувати продуктивність (лінійне навантаження). Тоді довжина (максимальна) уже залежатиме від погонного навантаження (продуктивності). З використанням силових чинників, збільшуючи довжину і зменшуючи (до нуля) погонне навантаження  $q$ , досягаємо такого значення  $l_{\text{макс}}$  (рис. 4.3 г), коли конвеєр зможе працювати тільки вхолосту  $l_{\text{хол}}$ .

39

З довжиною  $l < l_{\text{хол}}$ , можна мати якесь значення  $q$ , що зростає із зменшенням  $l$  до граничного значення  $q$  (граничної продуктивності за місткістю вантажонесучого органа). Тут при заданій довжині для визначення теоретичної продуктивності  $Q_T$  задачу розв'язують методом спроб: задаються будь-яким  $Q_T$ , роблять тяговий розрахунок і перевіряють потужність двигуна та запас міцності тягового органа.

Формулами для визначення  $Q_T$  за силовими чинниками через їхню складність звичайно не користуються.

На (рис. 4.3г) лінія ABC показує залежність  $Q_T$  від  $l$  з урахуванням обмежень як за місткістю вантажонесучого органа (AB) – тут  $Q_T$  не залежить від  $l$ , – так і за силовими чинниками (BC), де  $Q_T$  залежить від довжини. У паспортах машин ці залежності здебільшого подають у координатах  $l - \beta$  (кут нахилу) і називають «графіками застосовності» (рис. 4.3).



40

41

Рис. 4.3. До розрахунку продуктивності установок безперервної дії

#### 4.4. Розрахункова продуктивність безперервного одиночного вантажопотоку. Коефіцієнт нерівномірності

Продуктивністю розрахункового вантажопотоку (розрахунковий вантажопотік) називають таке максимальне значення  $Q_p$ , на яке ведеться розрахунок (вибір) транспортного засобу.

42 Характерна особливість переважної більшості вантажопотоків гірничих підприємств – їхня нерівномірність: різна кількість вантажу транспортується за однакові проміжки часу. Вище (рис. 4.1) зображені три можливих види вантажопотоків, що надходять і транспортуються транспортними засобами, з яких середню продуктивність тільки рівномірного можна взяти як розрахункову при виборі транспортного засобу безперервної дії. В інших двох випадках визначення  $Q_p$  для засобів названої дії вимагає урахування нерівномірності. Останню характеризують коефіцієнтом нерівномірності  $k$ .

Існує два методи визначення  $Q_p$  для вантажопотоків, що надходять до засобу транспорту безперервної дії: за коефіцієнтом нерівномірності  $k$  та теоретичною (максимальною) продуктивністю вибійних машин. В останньому випадку за  $Q_p$  приймають максимальну в даних умовах хвилинну продуктивність вибійної машини (комбайн, екскаватор), а в першому користуються значеннями  $k$ , отриманими дослідним шляхом на основі різних методик.

43 Розглянемо нерівномірність нерівномірного потоку, що надходить протягом зміни (рис. 4.4, графік 1) на засіб транспорту безперервної дії. Продуктивність такого потоку (графік 2) час від часу може дорівнювати нулю через зупинки транспортної машини (ділянки  $t, t_0, t_n$ ) та її роботи вхолосту, без вантажу (ділянки  $t_2, t_3, t_5$ ), вилучивши час зупинок побудовано графік 3 (аналогічний графіку 2) зміни продуктивності за час роботи машини  $t_m$  (машинний час). Коефіцієнтом машинного часу називають відношення  $k_m = t_m / t_{zm}$

Середня годинна продуктивність за машинний час:

$$Q_{cp} = \frac{Q'_{zm}}{t_m} = \frac{Q'_{zm}}{k_m t_{zm}}, \text{ т/год.} \quad (4.12)$$

44 де  $Q'_{zm}$  – кількість вантажу ( $m_k$  на графіку 1), перевезена за зміну (вона ж – і протягом машинного часу). Нерівномірність такого вантажопотоку за машинний час  $t_m$  прийнято характеризувати коефіцієнтом нерівномірності  $k$ :

$$k = \frac{Q_{\max}}{Q_{cp}}, \quad (4.13)$$

де  $Q_{\max}$  – максимальна миттєва продуктивності (з графіка 2 або 3).

За розрахунковий вантажопотік  $Q_p$  приймається  $Q_{\max}$ :

$$Q_p = Q_{\max} = \frac{Q'_{zm} k}{k_m t_{zm}} \quad (4.14) \quad 45$$

Значення  $Q'_{zm}$  легко визначити, якщо замірити масу вантажу та час зміни  $t_m$ . Значення ж  $Q_{\max}$  можна встановити тільки безперервним зважуванням, однак у місцях початку вантажопотоків (очисні та підготовчі вибої) одержати графік таким способом важко з технічних причин.

Побудувати графіки зміни  $Q$  у часі, які наближаються до тих, що були б одержані безперервним зважуванням, можна методом мірних місткостей (фіксується час заповнення відомої місткості  $\Delta m$ ) чи методом мірних інтервалів часу (фіксується маса кожної порції, яка утворилася за однакові інтервали часу  $\Delta t$ , (рис. 4.4).

Неважно переконалися, що кожен такий вимір (мірною місткістю або мірним інтервалом часу) дає усереднене, менше порівняно з реальним, значення  $Q$ , і графік зміни продуктивності вийде східчастим. У цьому випадку  $Q_{\max}$  (ордината найвищої сходинки на графіку) найімовірніше буде меншою, ніж якби виміри здійснювалися безперервно, отже, і значення  $k$  буде менше дійсного. Чим більше прийнята мірна місткість чи мірний інтервал часу для виміру продуктивності, тим більше відрізнятиметься значення  $k$  від наявного, обчисленого за миттєвим значенням  $Q_{\max}$ . На графіках 3 і 4 рис. 4.4 показані миттєва продуктивність потоку  $Q_{\max 1}$  та її усереднені за мірним інтервалом часу  $\tau$  значення  $Q_{\max 2}$ . Як видно, коли  $\tau \neq 0$ , завжди  $Q_{\max 1} > Q_{\max 2}$ . На графіку 5  $Q_{\max 3} = Q_{cp}$ , якщо мірний інтервал часу  $\tau = t_m$ . Таки чином, для одного і того ж нерівномірного потоку величина  $k$  може мати значення (залежно від методу визначення) від  $k = k_{\max}$  (безперервне зважування) до  $k = 1$  при  $\tau = \tau_m$ . 46

Наведені в літературі значення  $k$  (очисні і підготовчі вибої) визначені вимірами з мірним інтервалом в одну хвилину, тому найбільшу хвилинну продуктивність вантажопотоку і приймають рівною її розрахунковому значенню (розрахунковому вантажопотоку):

$$Q_p = Q_{\max} \quad (4.15)$$

Ордината кожної сходинки східчастого (за мірним інтервалом  $\tau$ ) графіка вантажопотоку дорівнює середній продуктивності за інтервал  $\tau$ . Вимірявши відхилення кожного значення продуктивності від середнього значення  $Q_{cp}$ , за правилами статистики одержують середнє квадратичне відхилення  $\sigma$ .

Максимальна продуктивність

$$Q_{\max} = Q_{cp} + \xi \sigma, \quad (4.16)$$

де  $\xi$  – квантиль, що залежить від імовірності  $P$ , з якою визначається  $Q_{\max}$ . Розділивши (4.14) на  $Q_{cp}$  одержимо коефіцієнт нерівномірності:

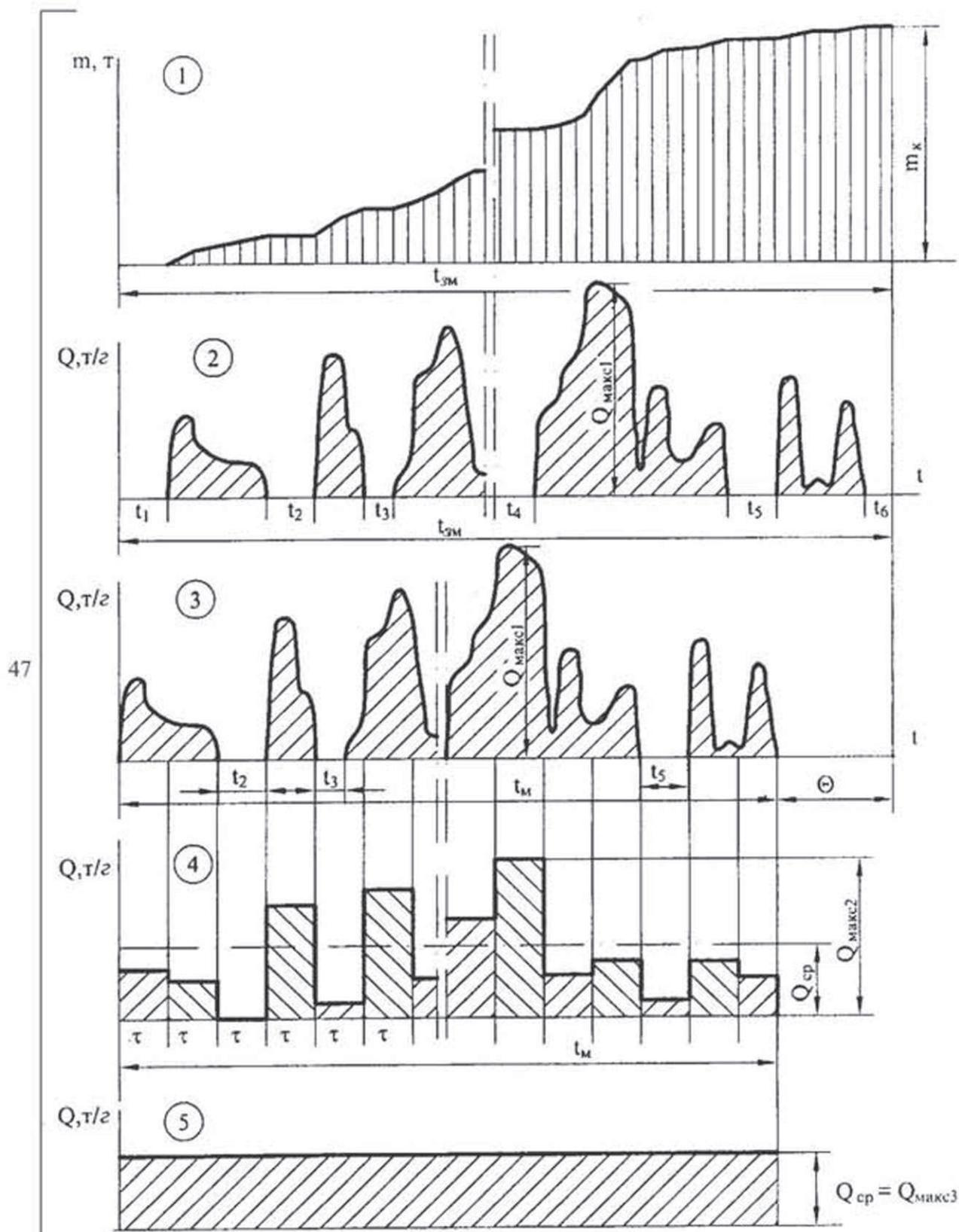


Рис. 4.4. Графік 1 безперервного нерівномірного потоку вантажу  $m$  і змін його продуктивності  $Q$ : 2 – миттєві значення за час зміни; 3 – те ж за машинний час; 4 і 5 усереднені за інтервалом часу значення при  $\tau = t_m / n$  і  $t = t_m$  відповідно ( $n$  – число мірних інтервалів часу за машинний час)

$$k = 1 + \frac{\xi\sigma}{Q_{cp}} \quad (4.17)$$

Звичайно приймають  $\xi = 3$  ("правило трьох сигм"), тобто вважають максимальне відхилення рівним  $3\sigma$ , за нормальним законом розподілу відповідає  $P = 0,99$ .

Приблизні значення  $k_m$ , рекомендовані (застосовувані) для розрахунків: скребкові конвеєри в лаві –  $0,4 \div 0,65$ , стрічкові конвеєри в шахті –  $0,7 \div 0,85$ , кінцеві канатні та електровозні відкочування –  $0,75$ .

Значення  $k$  у розрахунках: дільничні виробки вугільних шахт –  $2$ , а магістральні –  $1,5$ .

Якщо нерівномірний безперервний вантажопотік (рис. 4.4), надалі буде обслуговуватися транспортним засобом періодичної дії (наприклад, відкочування складами вагонеток), нерівномірність згладжується (зменшується). Величина  $k$  тут залежатиме не тільки від нерівномірності потоку, а і від місткості та кількості складів за зміну.

#### 4.5. Нерівномірність безперервних вантажопотоків, що збігаються

На рис. 4.5 наведена схема конвеєрної лінії, що обслуговує два очисних вибої вугільної шахти (два одиночних нерівномірних безперервних вантажопотоки).

Розглянута нерівномірність одиночного безперервного нерівномірного потоку (наприклад, конвеєри 1 і 2, чи 3 і 4, рис. 4.5), який надходить і транспортується засобом безперервного транспорту, повторюється і на решті таких же (безперервної дії) засобів, якщо в місцях перевантаження відсутні бункери (наприклад, між 1 і 2, 3 і 4). Останні знизили б нерівномірність потоку на наступних транспортних засобах (на конвеєрах 2 та 4) і при достатній місткості змогли б забезпечити  $k = 1$ . Це б дало змогу мати подальші транспортні установки безперервної дії набагато меншими за всіма параметрами (і дешевшими) тих, якими завантажують бункер.

Кожен із вибійних конвеєрів 1 і 3 працює з середньою продуктивністю  $Q_{cp1}$  та  $Q_{cp3}$  і коефіцієнтом нерівномірності вантажопотоку  $k_1$  та  $k_3$ . Між конвеєрами 1 і 2, 3 і 4 немає проміжних бункерів, тому й конвеєри 2 і 4 працюватимуть з такими ж  $Q_{cp}$  і  $k$ , як і попередні потоки. Конвеєр 5 обслуговує збіжний вантажопотік, отриманий від злиття потоків з конвеєрів 2 і 4 (кількість збіжних потоків може перевищувати 2, тому останній з них позначимо  $n$  з параметрами  $Q_{cp,n}$  та  $k_n$ ).

Сумарна середня продуктивність збірного вантажопотоку (конвеєр 5) дорівнює:

$$Q_{cp,зб} = Q_{cp,2} + Q_{cp,4} + \dots + Q_{cp,n} \quad (4.18)$$

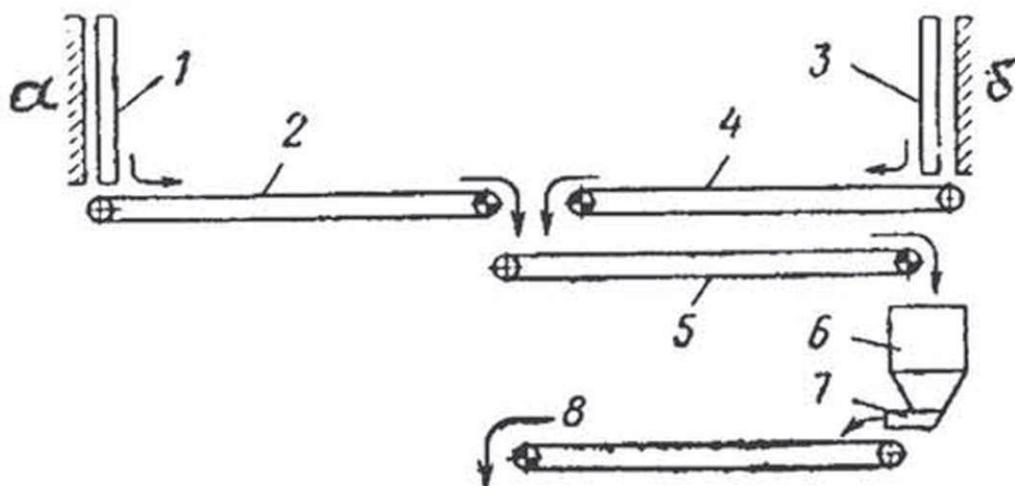


Рис. 4.5. Схема конвеєрної лінії

Коефіцієнт нерівномірності збірного вантажопотоку  $k_{зб}$  можна визначити за одним з двох підходів.

4.5.1. Імовірність збігу максимальної продуктивності кожного з потоків у просторі (місці злиття потоків) незначна і до уваги не береться. Тоді [1], якщо середня продуктивність  $Q'_{cp}$  усіх  $n$  конвеєрів і коефіцієнти їхньої нерівномірності  $k'$  однакові,

$$Q_{cp, зб} = Q'_{cp} n, \quad (4.19)$$

$$k'_{cp} = 1 + \frac{k' - 1}{\sqrt{n}}. \quad (4.20)$$

З (4.20) виходить: чим більше вантажопотоків зливається в один, тим менше коефіцієнт сумарного потоку. Такого висновку можна дійти, коли, як зазначалося вище, вважати, що піки продуктивності всіх збіжних потоків не з'являються в місці змішування одночасно. Такої гарантії. Можливі такі злиття потоків, що залежно від тривалості та частоти піків продуктивності кожного потоку продуктивність сумарного потоку  $Q_{макс}$  буде більше визначеного по формулі (4.20). У цих випадках величина  $k_{зб}$ , виявиться меншою фактичної, тому можливе «незабезпечення» збірного вантажопотоку транспортом. Такі збіги можуть призвести до непередбачених небажаних процесів та техніко-економічних наслідків.

4.5.2. Ураховується можливість збігу максимальної продуктивності кожного з потоків у місці злиття.

На рис. 4.6 – графіки 1 і 2 зміни продуктивності потоків двох конвеєрів, що з'єднуються в один потік (на конвеєрі 5 по рис. 4.5). На випадок збігу піків продуктивності побудований графік 3 сумарного потоку. Якщо позначити через

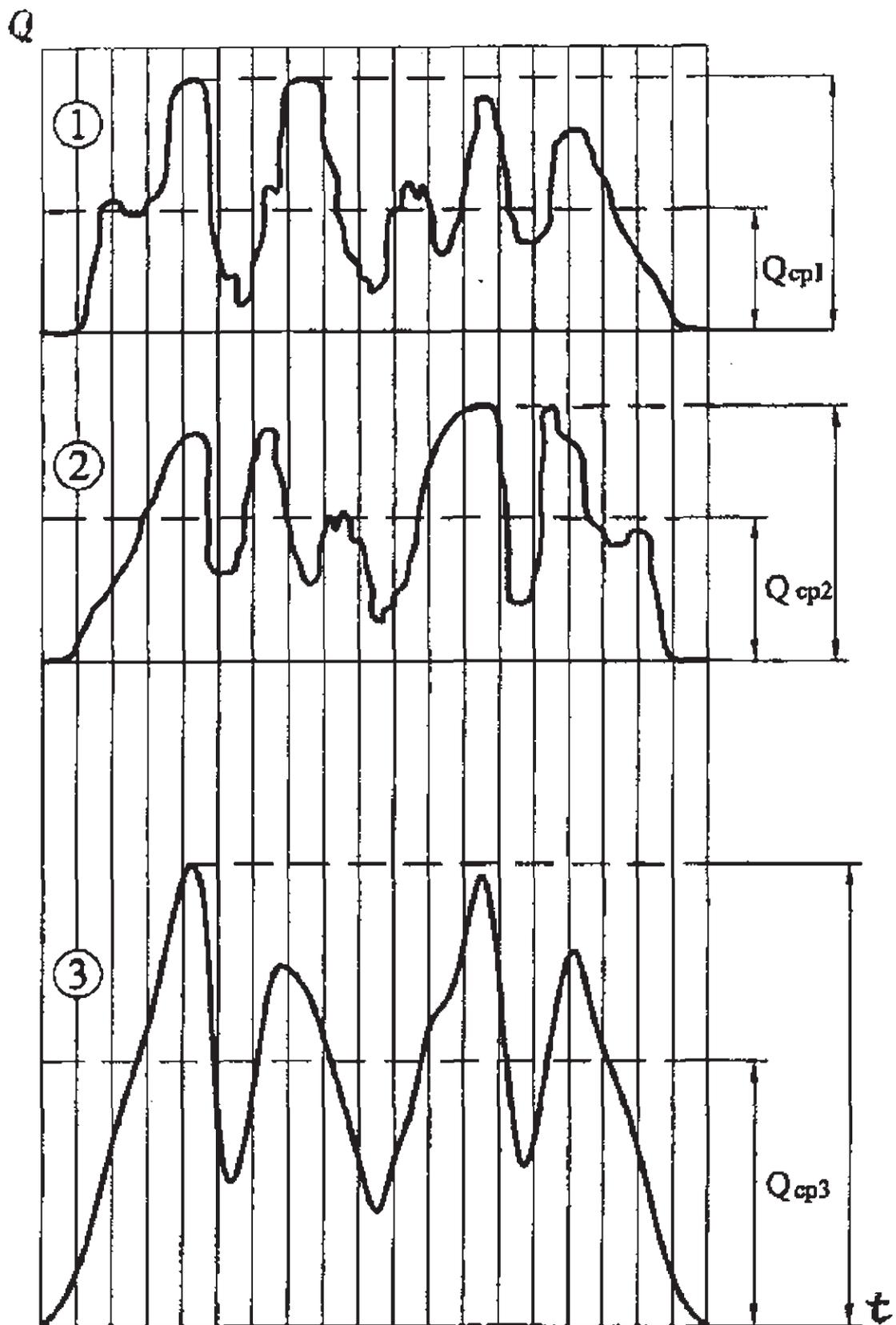


Рис. 4.6. Графіки продуктивності одиночних (1 і 2) та сумарного (3) потоків

$Q_{ср1}$ ,  $Q_{ср2}$  і  $Q_{ср зб}$ , а також через  $Q_{макс1}$ ,  $Q_{макс2}$  і  $Q_{макс.зб}$  відповідно середню та максимальну миттєву продуктивність потоків, то, аналогічно з попереднім

$$Q_{ср зб} = Q_{ср1} + Q_{ср2}; \quad (4.21)$$

$$Q_{макс. зб} = Q_{макс1} + Q_{макс2}; \quad (4.22)$$

$$k_{зб} = \frac{Q_{макс. зб}}{Q_{ср. зб}} = \frac{Q_{макс1} + Q_{макс2}}{Q_{ср1} + Q_{ср2}} \quad (4.23)$$

чи

$$k_{зб} = \frac{Q_{ср1}k_1 + Q_{ср2}k_2}{Q_{ср1} + Q_{ср2}} \quad (4.24)$$

або для  $n$  потоків:

$$k_{зб} = \frac{Q_{ср1}k_1 + Q_{ср2}k_2 + \dots + Q_{ср.n}k_n}{Q_{ср1} + Q_{ср2} + \dots + Q_{ср.n}} \quad (4.25)$$

Як видно із (4.25)  $k_{зб}$  – середнє зважене з окремих значень за середньою продуктивністю. У будь-якому випадку значення  $k_{зб}$  за формулою (4.25) більше, ніж за (4.20). В цьому варіанті завжди забезпечується безперебійне транспортування конвеєром 5 збірного вантажопотоку.

#### 4.6. Місткість бункера

Наявність проміжного бункера 6 та живильника 7 між конвеєрами 5 і 8 рис. 4.5 дає можливість зменшити (вирівняти) нерівномірність потоку на конвеєрі 8 і мати його граничну продуктивність менше, а рівень використання показників характеристики більше, ніж без бункера. В цьому випадку задачею є визначення необхідної місткості бункера для прийому (згладжування) нерівномірного вхідного вантажопотоку, таким чином, щоб у періоди піків продуктивності бункер не переповнювався.

Розрахунки місткості проміжного (згладжувального) бункера рекомендуються в літературі. Крім обчислень за заданими умовами, як наведено в [1], для відомих умов мінімальну місткість бункера (а саме вона вважається найбільш доцільною та обґрунтованою) можна визначити графічно.

На рис. 4.7 у координатах  $m-t$  показані графік А заповнення бункера протягом зміни та графік Б його вивантаження за довільний (у визначених межах) час. Найбільша різниця між ординатами графіків – відрізок А – Б і є мінімально можливою місткістю бункера для заданих умов завантаження та обраних умов вивантаження.

#### 4.7. Експлуатаційна продуктивність та її резерви

Розрізняють реальну (дійсну)  $Q_{зм}$ , т/зм, і нормативну (розрахункову)  $Q_{зм}^H$ , т/зм, експлуатаційні продуктивності. Тут розрахункова  $Q_{зм}^H$  названа «нормативною». Аналогічно, нормативними називають ті значення

коефіцієнта нерівномірності  $k^n$  та коефіцієнта машинного часу  $k_M^n$ , які були взяті в розрахунках.

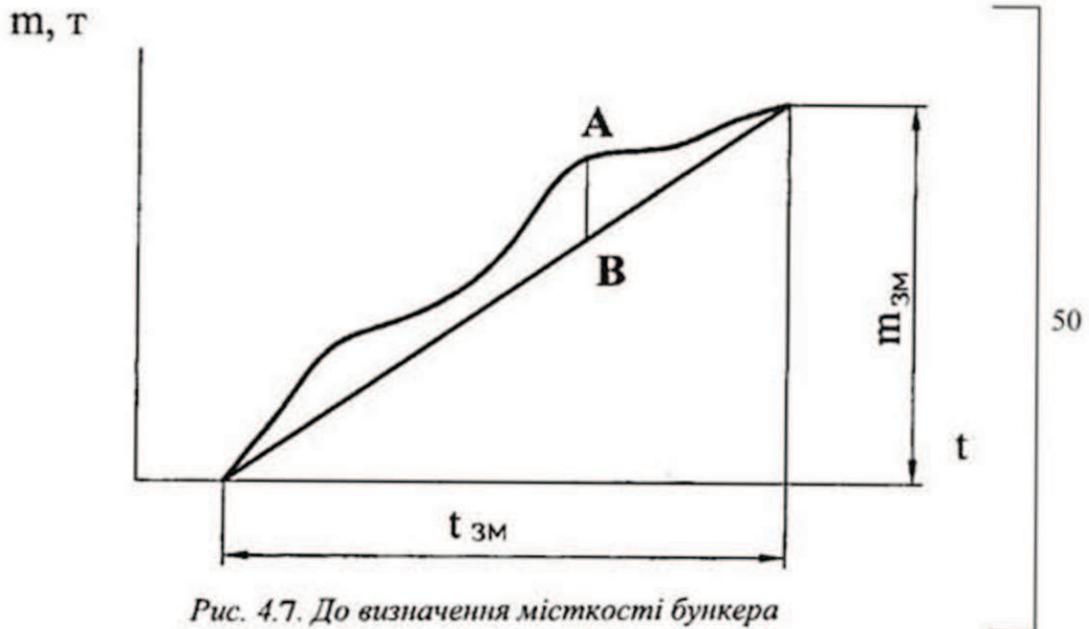


Рис. 4.7. До визначення місткості бункера

При експлуатації транспортних засобів фактична (дійсна) продуктивність з різних причин може не досягати розрахункової і навпаки ( $Q_{зм} < Q_{зм}^n$ ), тому актуальною стає задача визначення резерву змінної продуктивності, який прийнято характеризувати коефіцієнтом резерву:

$$r = \frac{Q_{зм}^n}{Q_{зм}} \quad (4.26)$$

Задача 1. Дано  $Q_T$ , т/год – теоретична продуктивність транспортного засобу;  $t_{зм}$ , год – час зміни. Визначити нормативну змінну продуктивність  $Q_{зм}^n$ , т/зм.

Відомо, що

$$Q_p = Q_{\max} = \frac{Q_{зм} k}{t_{зм} k_M} \quad (4.27)$$

Вважаючи  $Q_p = Q_T$ , одержимо нормативну продуктивність:

$$Q_{зм}^n = \frac{Q_T t_{зм} k_M^n}{k^n}, \text{ т/зм}, \quad (4.28)$$

де  $k_i^n$  і  $k_M^n$  – нормативні значення.

Задача 2. Дано  $Q_T$ , т/год; фактична змінна  $Q_{зм}$ , т/зм, час зміни  $t_{зм}$ . Визначити коефіцієнт резерву змінної продуктивності  $r$  та його складові.

51 На рис. 4.8 зображений графік фактичної продуктивності за фактичний машинний час  $t_m$ . Теоретична змінна продуктивність  $Q_T$ , т/зм дорівнює площі прямокутника OABC (на випадок роботи всю зміну з продуктивністю  $Q_T$  без перерви). З рис. видно, що фактично  $Q_{\max}$  не досягає  $Q_T$ , тобто спостерігається недовикористання машини за її теоретичною продуктивністю. Останнє характеризується коефіцієнтом інтенсивності

$$k_i = \frac{Q_{\max}}{Q_T}, \quad (4.29)$$

Підставивши значення  $Q_{zm}^H$  та  $Q_{zm}$  у (4.26) одержимо

$$r = \frac{Q_T k k_M^H}{Q_{\max} k^H k_M} = \frac{1}{k_i} \frac{k}{k^H} \frac{k_M^H}{k_M}. \quad (4.30)$$

52 Тут

$$Q_{zm} = Q_{cp} t_{zm} k_M = \frac{Q_{\max} t_{zm} k_M}{k}; \quad (4.31)$$

$$Q_{zm}^H = \frac{Q_T t_{zm} k_M^H}{k^H}. \quad (4.32)$$

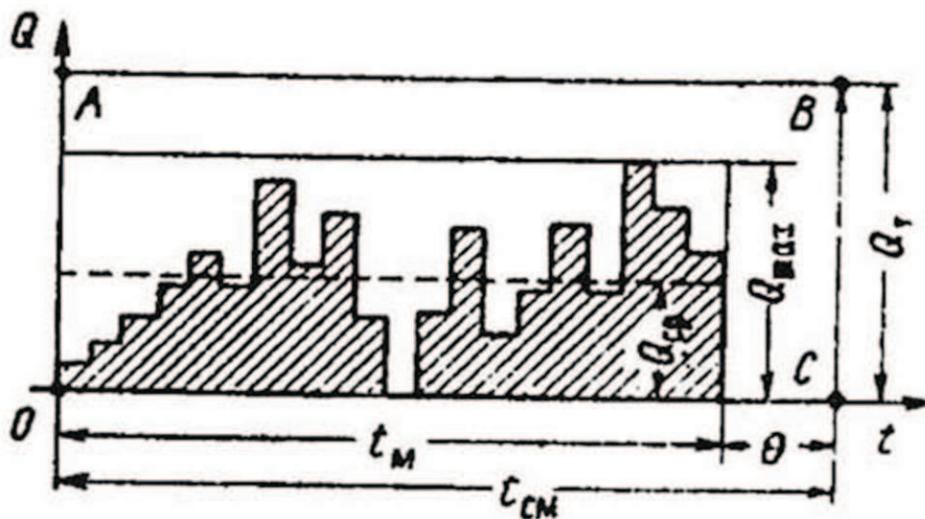


Рис. 4.8. Графік вантажопотоку за зміну (до визначення резерву)

Три співмножники дають відповідно складові величини резерву за інтенсивністю, нерівномірністю вантажопотоку та машинним часом.

Приклад. Визначити резерв змінної продуктивності стрічкового конвеєра, що працює при  $k_i = 0,8$ ;  $k = 2,3$ ;  $k_M = 0,7$ . Нормативні значення  $k^H = 1,5$  і  $k_M^H = 0,95$ .

$$r = \frac{1}{0,8} \cdot \frac{2,3}{1,5} \cdot \frac{0,95}{0,7} = 1,25 \cdot 1,53 \cdot 1,36 = 2,6.$$

$$\text{Тут: } k_i = \frac{Q_{\text{макс}}}{Q_T}; k = \frac{Q_{\text{макс}}}{Q_{\text{ср}}}; k_m^n = \frac{t_m^n}{t_{\text{зм}}}; k_m = \frac{t_m}{t_{\text{зм}}}.$$

Аналізуючи в такий спосіб стан фактичних значень  $k$ ,  $t_m$  та  $Q_{\text{макс}}$ , можна судити про наявність резерву змінної продуктивності чи про некоректні значення коефіцієнтів (нормативів)  $k^n$ ,  $k_m^n$  та  $Q_T$ , прийнятих у розрахунках.

## Б. Самохідні засоби транспортування

### 4.8. Загальні питання розрахунку продуктивності

Продуктивність самохідних машин, як і стаціонарних установок періодичної дії, визначають за формулою (4.4). Поняття «миттєва продуктивність» для самохідних засобів позбавлене сенсу, тому що мінімальний час, про який можна говорити, – це час циклу. Поняття «машинний час» теж неприйнятне, оскільки зупинки машин передбачені самим принципом роботи. Можна говорити про робочий час, тобто про той час, протягом якого перевозять вантаж з урахуванням передбачених циклом пауз. Оскільки для самохідних машин миттєвий пік вантажопотоку значення не має, розрахунки здійснюють не за теоретичною (піковою), а за технічною продуктивністю.

Під технічною продуктивністю самохідної транспортної машини розуміють кількість вантажу даного виду, що може бути перевезена машиною за одиницю робочого часу (звичайно за цикл) при нормативній тривалості всіх елементів циклу та рівномірному надходженні вантажу. Під експлуатаційною продуктивністю мають на увазі дійсну кількість вантажу, що транспортується за одиницю загального часу (звичайно за зміну). Загальний час – це час від початку до кінця робочого дня. Іноді визначають річну експлуатаційну продуктивність за загальною кількістю робочих змін протягом року.

На відміну від стаціонарних установок, для яких вирішується питання про придатність чи непридатність даної машини за продуктивністю, оскільки остання залежить від довжини транспортування, для самохідних машин розрахунок зводиться до визначення кількості машин при будь-якій довжині транспортування.

### 4.9. Технічна продуктивність самохідної машини

Технічна продуктивність за цикл визначається з формули (4.4). Зручніше користуватися такими одиницями виміру: вантажність у т; швидкість руху, км/год; відстань, км; час циклу, хв. Тоді (4.4): набере вигляду:

$$Q_T = \frac{60zm}{T}, \text{ т/г,} \quad (4.33)$$

де  $z$  – число транспортних посудин у складі;  $m$  – фактична корисна вантажність однієї посудини, т;  $T$  – нормативний час циклу, хв.

Якщо при навантаженні використовують ківшеві машини (екскаватори, навантажувальні машини), то розраховуючи  $m$ , до уваги беруть ту обставину, що в кузові може поміститися тільки ціле число ковшів екскаватора. За місткістю кузова

$$n'_k = \frac{1,2V_{ном}}{V_k k_{н.к} k_y}, \quad (4.34)$$

за вантажністю

$$n''_k = \frac{m_{ном} k_{р.к}}{V_k k_{н.к} \rho_{ч}}, \quad (4.35)$$

де  $V_{ном}$  – номінальний об'єм кузова, м<sup>3</sup>; 1,2 – коефіцієнт завантаження «з горою»;  $V_k$  – об'єм ковша, м<sup>3</sup>;  $k_{н.к}$ ,  $k_{р.к}$  – коефіцієнти наповнення ковша і розпушення породи в ковші;  $m_{ном}$  – номінальна вантажність кузова, т;  $\rho_{ч}$  – щільність породи в цілику, т/м<sup>3</sup>;  $k_y$  – коефіцієнт ущільнення породи в кузові порівняно з її розміщенням у ковші, що дорівнює 0,94 для легких порід і вугілля, 0,87 для скельних порід середньої міцності та 0,79 для важких міцних скельних порід.

Приймають з  $n'_k$  і  $n''_k$  менше число та округляють до цілого  $n_k$ : дробу менше 0,75 у менший бік, а решту – у більший. Фактична вантажність

$$m = \frac{n_k V_k k_{н.к} \rho_{ч}}{k_{р.к}}, \text{ т.} \quad (4.36)$$

Коефіцієнт використання:

– вантажності

$$k_{вант} = \frac{n_k}{n''_k}; \quad (4.37)$$

– місткості кузова

$$k_{об} = \frac{n_k}{n'_k}, \quad (4.38)$$

де  $n'_k$ ,  $n''_k$  – неокруглені значення кількості ковшів з (4.34) і (4.35).

Для визначення часу циклу треба знати час ходу та величину пауз. Час ходу можна встановити двома способами: інтегруванням рівняння руху і методом усталених швидкостей. Перший спосіб ураховує реальні зміни швидкості руху при переході з одного елемента профілю на інший, при пуску в хід та гальмуванні. На гірничих підприємствах умови роботи невизначені і часто змінюються, високої точності розрахунку не потребують, тому, як правило, застосовують метод усталених швидкостей, де вважається, що самохідна машина на кожному елементі профілю рухається з постійною

швидкістю, яка миттєво змінюється при переході на новий елемент профілю.  
Час циклу

$$T = 60 \sum \frac{l_i}{k_{ув} v_{pi}} + 60 \sum \frac{l_i}{k_{ув} v_{xi}} + \theta_{ц}, \text{ хв}, \quad (4.39)$$

де  $l_i$  – довжина  $i$ -ї ділянки траси з постійними умовами руху (постійний похил, один тип дорожнього покриття і т.п.), км;  $k_{ув}$  – коефіцієнт швидкості, який враховує періоди пуску та гальмування, зміни швидкості при переході з одного елемента траси на інший;  $v_{pi}$ ,  $v_{xi}$  – технічні швидкості руху при робочому і холостому ході на  $i$ -ій ділянці траси, км/год;  $\theta_{ц}$  – сумарна нормативна пауза за цикл на причеплення і відчеплення посудин, на їхнє завантаження та розвантаження, маневри на кінцевих пунктах і т.п., хв.

Технічну швидкість руху визначають за тяговою характеристикою машини, потужністю двигуна, правилами безпеки і т.ін. Витрати часу на завантаження посудин визначають за технічною продуктивністю машини, якою здійснюється навантаження (екскаватор, навантажувальна машина і т.д.). Для машини циклічної дії час завантаження іноді визначають як

$$t_{зав} = \frac{n_k t_{ц}}{60}, \text{ хв}, \quad (4.40)$$

де  $n_k$  – кількість ковшів;  $t_{ц}$  – технічна тривалість циклу черпання, с.

#### 4.10. Розрахунковий вантажопотік

Розрахунковий вантажопотік можна визначати двома способами: за коефіцієнтом нерівномірності та за технічною продуктивністю вибійних гірничих машин. При розрахунку за першим методом постановка задачі подається нижче.

Дано:  $Q_{зм}$  – змінна продуктивність навантажувального пункту, т/зм;  $t_{зм}$  – тривалість зміни. Визначити  $Q_p$  – розрахунковий вантажопотік, т/год.

На рис. 4.9 зображений графік роботи навантажувального пункту.  $T_n$  – час циклу навантажувального пункту, тобто інтервал між відправленнями поїздів. Він нерівномірний через змінну продуктивність навантаження і внаслідок мінливості циклу транспортних машин. Розділити ці нерівномірності важко, оскільки пункт навантаження і транспортні машини становлять єдину взаємозалежну систему. Загальний час зміни  $t_{зм}$  складається з робочого часу  $t_p$  та часу простоїв  $\theta$ , що включає плановані і неплановані перерви протягом зміни. Плановані перерви складаються з часу на підготовчо-заклучні операції (приймання – здавання зміни, огляд, змащення, дрібний поточний ремонт), час на особисті потреби, технологічні перерви (заряджання та підривання шпурів і т.д.). Неплановані перерви включають час ліквідації аварій, відхилення від нормативних витрат часу на елементи циклу. Коефіцієнт використання змінного часу навантажувального пункту

$$k_{en} = t_p / t_{zm}$$

Середня продуктивність за робочий час

$$Q_{cp} = Q_{zm} / t_p$$

Продуктивність  $Q_1$  за перший інтервал часу знаходиться при  $t = T_{n1}$ . Аналогічно визначається  $Q_2$  за другий інтервал і т.д. За розрахунковий вантажопотік приймається максимальна продуктивність  $Q_{max}$ . Тоді, аналогічно (4.16) маємо:

$$Q_p = \frac{Q_{zm} k}{t_{zm} k_{en}}, \quad (4.43)$$

де  $k$  – коефіцієнт нерівномірності роботи вантажного пункту протягом робочого часу, обумовлений за мірним інтервалом часу, рівному середньому інтервалу відправлення поїздів. Практично його визначають за часовим мірним інтервалом.

При розрахунку другим методом за розрахунковий вантажопотік слугує технічна продуктивність вибійних гірничих машин.

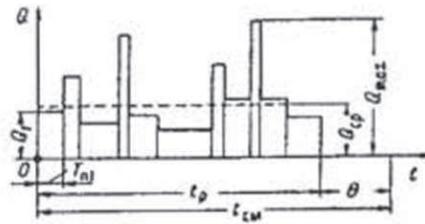


Рис. 4.9. Графік вантажопотоку вантажного пункту

#### 4.11. Визначення кількості самохідних машин

Постановка задачі. Дано: схема відкочування (рис. 4.10); вид організації руху (із закріпленням чи без закріплення машин за навантажувальними пунктами);  $Q_{zm1}, Q_{zm2}, Q_{zm3}$  – змінні продуктивності навантажувальних пунктів, т/зм (чи  $Q_{p1}, Q_{p2}, Q_{p3}$  – розрахункові вантажопотоки за технічною продуктивністю пунктів навантаження, т/год);  $Z$  – кількість посудин у потязі. Визначити кількість самохідних машин, що обслуговують кожен пункт та відкочування в цілому.

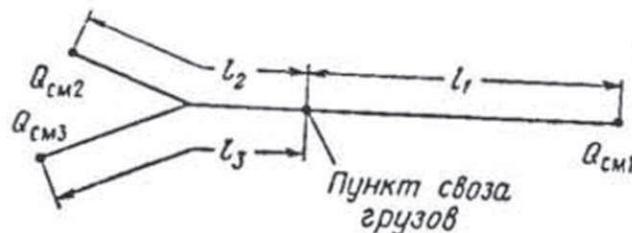


Рис. 4.10. Схема відкочування з трьома навантажувальними пунктами

Якщо дані розрахункові вантажопотоки, то кількість машин для обслуговування першого пункту

$$n_1 = \frac{Q_{p1} k_{в.п}}{Q_{T1} k_{в.м}}, \quad (4.44)$$

де  $k_{в.м}$  – коефіцієнт використання змінного часу однієї самохідної машини;  $Q_{T1}$  – технічна продуктивність однієї машини з обслуговування першого пункту (4.33).

Вираз (4.44) написано з допущенням, що технічна продуктивність відкочування пропорційна кількості машин. Відношення  $k_{в.п}$  до  $k_{в.м}$  враховує можливу різницю робочого часу навантажувального пункту та самохідної машини.

Якщо задані змінні продуктивності пунктів, то, підставивши в (4.44)  $Q_p$  з (4.43), одержимо

$$n_1 = \frac{Q_{зм1} k}{Q_{T1} k_{в.м} t_{зм}} \quad (4.45)$$

чи після підстановки значення  $Q_{T1}$  з (4.33)

$$n_1 = \frac{Q_{зм1} k T_1}{60 z m t_{зм} k_{в.м}}, \quad (4.46)$$

де  $T_1$  – час циклу машини (4.39) при обслуговуванні першого пункту, хв.

Важливо відзначити, що  $n_1$  залежить тільки від  $k_{в.м}$  і не залежить від  $k_{в.п}$ .

За формулою (4.44) чи (4.46) знаходять  $n_2$  і  $n_3$  – кількість машин для обслуговування другого та третього навантажувальних пунктів.

Подальший розрахунок залежить від виду організації руху. Сумарне для усього відкочування число рейсових машин при їх закріпленні за навантажувальними пунктами

$$n_{рейс} = (n_1) + (n_2) + (n_3); \quad (4.47)$$

без закріплення за пунктами

$$n_{рейс} = (n_1 + n_2 + n_3). \quad (4.48)$$

У виразах (4.47) та (4.48) в дужки взяті величини, заокруглені до найближчого цілого більшого числа.

Нехай  $n_1 = 1,25$ ;  $n_2 = 0,2$ ;  $n_3 = 0,5$ . За виразом (4.47)

$$n_{рейс} = (n_1) + (n_2) + (n_3) = (1,25) + (0,2) + (0,5) = 2 + 1 + 1 = 4.$$

За виразом (4.48)

$$n_{рейс} = (n_1 + n_2 + n_3) = (1,25 + 0,2 + 0,5) = (1,95) = 2.$$

При організації руху без закріплення кількість рейсових машин можна знаходити по середньозваженій довжині відкочування. Вважають, що всі

навантажувальні пункти об'єднані в один із сумарною змінною продуктивністю та із середньозваженою довжиною відкочування

$$l_{\text{ср}} = \frac{l_1 Q_{\text{зм1}} + l_2 Q_{\text{зм2}} + l_3 Q_{\text{зм3}}}{Q_{\text{зм1}} + Q_{\text{зм2}} + Q_{\text{зм3}}}. \quad (4.49)$$

Час рейса обчислюють по цій довжині  $T$  (4.39) і по ньому за формулою (4.46) та сумарною продуктивністю визначають загальну кількість рейсових машин. Загальна кількість робочих машин

$$n_{\text{роб}} = n_{\text{рейс}} + n_{\text{доп}}, \quad (4.50)$$

де  $n_{\text{доп}}$  – число додаткових машин, що обслуговують допоміжні вантажопотоки (перевезення матеріалів, устаткування і людей), обумовлене місцевими умовами.

Інвентарна кількість машин (яку потрібно придбати)

$$n_{\text{инв}} = n_{\text{роб}} k_{\text{инв}}, \quad (4.51)$$

де  $k_{\text{инв}}$  – коефіцієнт інвентарності, що враховує резервні машини і ті, що в ремонті.

## 4.12. Експлуатаційна продуктивність та її резерви

4.12.1. Експлуатаційна продуктивність машин та провозоспроможність дороги.

Постановка задачі. Дано: схема відкочування (рис. 4.10);  $Q_{T1}, Q_{T2}, Q_{T3}$  – технічна продуктивність (4.33) машини з обслуговування кожного пункту навантаження, т/год;  $n_1, n_2, n_3$  – кількість рейсових машин, закріплених за пунктами. Визначити  $Q_{\text{зм}}^n$  – нормативну (можливу) продуктивність усього відкочування, т/зм.

Експлуатаційна продуктивність обмежується продуктивністю машин чи провозоспроможністю доріг.

З формули (4.45) нормативна експлуатаційна продуктивність машини першого пункту

$$Q_{\text{зм1}}^n = \frac{n_1 Q_{T1} t_{\text{зм}} k_{\text{н.м}}^n}{k^n}, \quad (4.52)$$

де  $k^n, k_{\text{н.м}}^n$  – нормативні значення коефіцієнтів нерівномірності навантажувального пункту і використання змінного часу машини.

Установивши за (4.52) продуктивність другого та третього пунктів, після їх підсумовування одержимо шукане  $Q_{\text{зм}}^n$ .

Якщо застосовується організація руху без закріплення, то  $Q_{\text{зм}}^n$  знаходиться з (4.52) за сумарною кількістю рейсових машин, а  $Q_T$  (4.33) визначається за середньозваженою довжиною відкочування.

Провозоспроможність – це кількість вантажу, що може бути перевезений даною ділянкою дороги. Технічна провозоспроможність знаходиться з (4.33), де під  $T$  розуміється нормативний інтервал проходження поїздів у вантажному напрямку, що передбачає нормативні витрати часу на всі операції. Інтервал проходження залежить від того, чим завантажсний поїзд і куди прямує, тому інтервал від поїзда до поїзда змінюється. Під  $T$  розуміють середнє значення мінімально можливих інтервалів проходження для всіх комбінацій чергування поїздів. Його знаходять розрахунком чи побудовою графіків руху. Підставивши  $Q_T$  з (4.33) у (4.52), одержимо експлуатаційну провозоспроможність

$$Q_{zm}^n = \frac{60zmt_{zm}k_g^n}{Tk^n}, \text{ т/зм}, \quad (4.53)$$

де  $k_g^n$ ,  $k^n$  – нормативні коефіцієнти використання змінного часу і нерівномірності.

#### 4.12.2. Резерв продуктивності машин та джерела резерву.

Постановка задачі. Дано: схема відкочування (рис. 4.10);  $Q_{zm1}$ ,  $Q_{zm2}$ ,  $Q_{zm3}$  – реальні зміни продуктивності навантажувальних пунктів, т/зм;  $Q_{T1}$ ,  $Q_{T2}$ ,  $Q_{T3}$  – технічна продуктивність однієї машини з обслуговування кожного пункту, т/год;  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $n_3$  – кількість машин, закріплених за пунктами;  $k_{g1}$ ,  $k_{g2}$ ,  $k_{g3}$  – реальні коефіцієнти використання змінного часу однієї машини, закріпленої за кожним пунктом. Визначити резерв продуктивності та його джерела.

Резерв машин першого пункту

$$r_1 = Q_{zm1}^n / Q_{zm1}, \quad (4.54)$$

де  $Q_{zm1}^n$  визначається з (4.52). Підставивши сюди  $Q_{zm1}$  також з (5.20), але для реальних значень  $k$  і  $k_{g1}$ , одержимо

$$r_1 = \frac{k}{k^n} \frac{k_{g,m}^n}{k_{g1}}, \quad (4.55)$$

Перший член виразу дає величину резерву щодо нерівномірності роботи навантажувального пункту, а другий – стосовно корисного використання змінного часу транспортної машини. Кількість машин в явному вигляді у формулі (4.55) не фігурує, але чим більше виділено машин на обслуговування пункту (тобто чим більшим є резерв (за кількістю машин), тим менше буде  $k_{g1}$ , тому що при надлишку машин вони будуть простоювати. За формулою (4.55) можна знайти резерви машин, що обслуговують інші ділянки.

Якщо застосовується організація руху без закріплення за ділянками, то з (4.55) знаходиться загальний резерв по середньому для всіх машин коефіцієнту використання змінного часу.

## 5. Сила тяги для переміщення вантажів

### 5.1. Загальні положення

Силою тяги при розгляді засобів транспорту назвуть зовнішню силу, яку необхідно реалізувати машиною для переміщення (транспортування) вантажу. Під вантажем у цьому випадку часто розуміють не тільки вантаж, який необхідно перемістити, а й усі рухомі з ним частини (деталі, елементи) транспортної установки, наприклад вагонетку, ланцюг зі скребками, стрічку та ін.

53 Сила тяги реалізується в різних машин по-різному: шляхом зчеплення (тертя) ведучих коліс з дорогою, зчеплення (тертя) стрічки з привідним барабаном та ін.

Джерело сили тяги на транспортних машинах – двигуни: електричні, внутрішнього згоряння, пневматичні, інерційні та ін.

Кожен вид двигуна має свою характеристику і разом з передачею (трансмісією) формує закономірності зміни сили тяги залежно від зміни режимів транспортування.

У транспортних машинах сила тяги необхідна для подолання:

- різного роду опорів руху, пов'язаних з тертям кочення, ковзання, перемішування при цьому сипкого вантажу та ін.;
- сил інерції в період розганяння чи гальмування;
- сил тяжіння при транспортуванні похилим шляхом.

Перша з перерахованих сил завжди присутня при транспортуванні, а другої і третьої може й не бути.

Нижче розглянуто основні задачі визначення необхідних значень сили тяги та способи її реалізації на різних транспортних установках і окремо – потужності на валу виконавчого органа машини та потужності її двигуна .

### 5.2. Переміщення зосереджених вантажів

54 Зосереджені вантажі (вагонетки, устаткування, кріплення та ін.) переміщуються здебільшого на колесах чи ковзанням по ґрунту, настилу напрямних.

Сила тяги на переміщення зазначених вантажів знаходиться з аналітичного виразу, що зв'язує всі діючі сили (зветься рівнянням руху, рівнянням рівноваги під час руху). При складанні рівняння розмірами вантажу нехтують, вважаючи, що вся його маса зосереджена в одній точці.

На рис. 5.1 показані сили, що діють на зосереджений вантаж при його переміщенні вгору чи вниз зі швидкістю  $v \neq const$  площиною, нахиленою до горизонту під кутом  $\beta$  (загальний випадок руху). Сила ваги  $G$  розкладена на складові:

- нормальну, перпендикулярну площині руху

$$G' = G \cos \beta, \quad (5.1)$$

- поздовжню, паралельну площині руху

$$T = G \sin \beta. \quad (5.2)$$

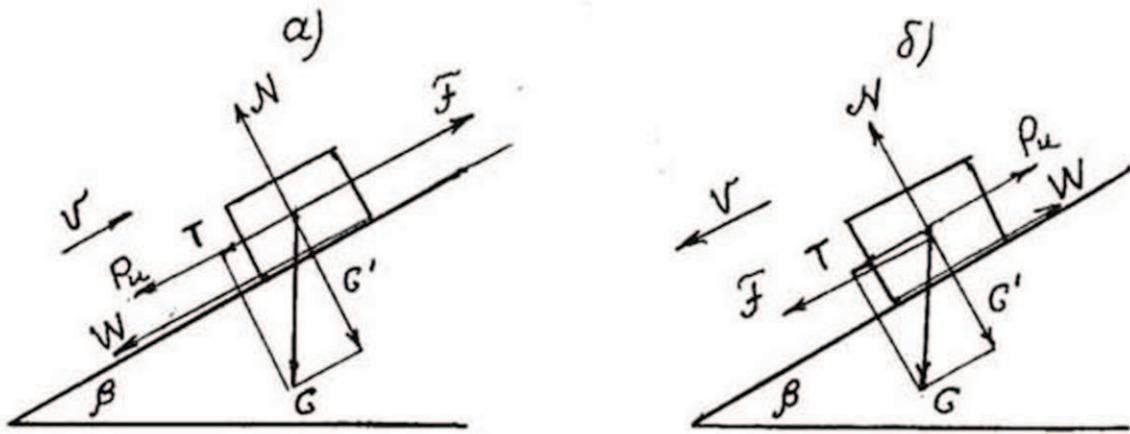


Рис. 5.1. До визначення сили тяги при переміщенні зосереджених вантажів

54

Перші сили не змінюють свого напрямку залежно від напрямку руху (угору чи вниз рухається тіло).

$$\text{– сила інерції } P_i = ma = \frac{G}{g} a; \quad (5.3)$$

напрямок сили інерції визначається знаком прискорення (прискорений рух  $+a$ , уповільнений  $-a$ ) і не залежить від напрямку руху; сила від тертя завжди спрямована проти напрямку руху;

$$\text{– сила опору руху від тертя } W = wG \cos \beta. \quad (5.4)$$

При переміщенні ковзанням коефіцієнт опору руху  $w$  дорівнює коефіцієнту тертя ковзання,  $w = f$ , а на колесах чи іншим чином  $w$  ураховує всі види тертя, які при цьому мають місце. Обидва коефіцієнти визначаються експериментально шляхом вимірів сили тяжіння, сили тяги (опору) найпростіше при переміщенні горизонтальною площиною.  $F$  – сила тяги – зовнішня сила, прикладена до тіла для здійснення його руху.

У теоретичній механіці відомі два методи розв'язку задач на рівновагу сил: метод проектування сил на координатні осі та метод можливих переміщень, коли зрівнюється до нуля сума добуток можливих переміщень на проекцію сил на ці переміщення. Оскільки можливі переміщення всіх точок вантажу вважаються однаковими, впливає правило силових розрахунків: сума проєкцій сил на траєкторію руху дорівнює нулю. За позитивні напрямки в цих випадках береться напрямок швидкості (напрямок руху).

55

У розглянутому випадку на траєкторію руху (лінію, паралельну площині руху) проектуються сили  $F, T, W, P_i$ . У разі переміщення на колесах (котках) сила інерції переміщувальних частин, визначається з виразу

$$F_i = ma\delta = \frac{G}{g} a\delta, \quad (5.5)$$

56

де  $\delta$  – коефіцієнт, що враховує інерцію обертових мас (вони беруть участь у двох рухах – поступальному та обертальному, що збільшує інерцію руху системи).

З рис. 5.1а рівняння рівноваги (рівняння руху):

$$F - T - P_i - W = 0, \quad (5.6)$$

звідки сила тяги

$$F = W + T + P_i. \quad (5.7)$$

З рис. 5.1б:

$$F = W - T + P_i. \quad (5.8)$$

Об'єднавши обидва випадки в один вираз, маємо:

$$F = W \pm T + P_i. \quad (5.9)$$

Знак "плюс" ставиться під час руху вгору, а "мінус" – униз. Після запису кожної сили одержимо:

$$F = G \left( w \cos \beta \pm \sin \beta + \frac{\delta a}{g} \right), \text{ н} \quad (5.10)$$

чи

$$F = mg \left( w \cos \beta \pm \sin \beta + \frac{\delta a}{g} \right), \text{ н.}$$

### 5.3. Переміщення розподілених вантажів

#### 5.3.1. Загальні положення.

Гнучкий тяговий орган засобів транспорту (стрічка, ланцюг, канат) з приєднаними до нього вантажонесучими пристроями та сипким вантажем являє собою розподілений вантаж, що характеризується таким: може згинатися, утворюючи криволінійну траєкторію; має довжину, незрівнянно більшу порівняно з іншими розмірами; у будь-якому перерізі завжди розтягнутий.

Розглянемо рухомий розподілений вантаж. Виріжемо перерізами *A-A* та *B-B* (рис. 5.2а) відрізок 1-2 розподіленого вантажу – тягового органа.

Замінімо дію відрізаних частин у перерізах розтяжними силами  $F_1$  і  $F_2$ , які назвемо натягами. Вони діють «від перерізу», оскільки тяговий орган завжди розтягнутий. Під час руху вигнутого відрізка тягового органа, крім сил  $F_1$  і  $F_2$ , на них (по довжині) діють сили опору від тертя, вантажу, поздовжньої складової сили тяжіння та ін. Зведемо ці сили до однієї, у загальному випадку довільно спрямованої  $P$  (їх може бути скільки завгодно), яку розкладаємо на дві складові: тангенціальну  $P_\tau$  та нормальну  $P_n$ . За вісь відліку сил приймають траєкторію тягового органа (пунктир) з позитивним напрямком у бік руху.

Рівняння рівноваги відрізка 1-2 (рівняння руху) (рис. 5.2а):

$$F_2 - F_1 - P_\tau = 0. \quad (5.11)$$

Замінімо  $F_1$  і  $F_2$  їх рівнодіючою  $F_{2-1}$  (рис. 5.2б) – силою тяги, рівною різниці натягу по кінцях відрізка:

$$F_{2-1} = F_2 - F_1 = P_\tau. \quad (5.12)$$

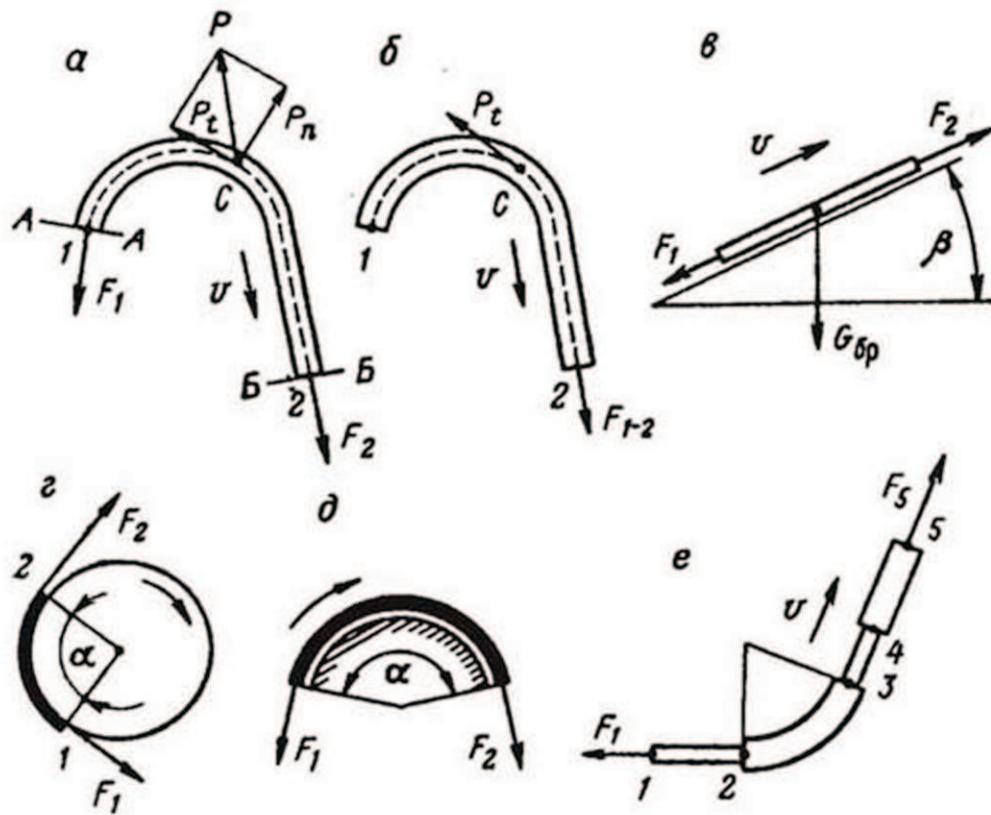


Рис. 5.2. До визначення сили тяги розподілених вантажів

Сюди підставляють абсолютну величину сил  $F_1$  і  $F_2$ , оскільки їх знак уже враховано.  $F_{2-1}$  може бути як позитивною, так і негативною.

Траєкторія руху тягового органа (траса) загалом являє собою комбінацію прямолінійних та криволінійних ділянок. Останні в свою чергу поділяються на нерухомі та рухомі поворотні пункти. Поворотний пункт – це криволінійна ділянка, на якій через невелику довжину масою тягового органа можна знехтувати.

Власне криволінійні ділянки можуть бути як у плані, так і в профілі. Криволінійність профілю в тих межах, що зустрічаються на практиці, ураховується в такий спосіб. Конвеєр із плавною зміною профілю для розрахунку опорів (сили тяги) замінюють прямолінійним конвеєром з кутом нахилу до горизонту, рівним середньому куту нахилу конвеєра. Якщо конвеєр має різкий злом профілю, то цей злом сприймають як поворотний пункт. У таких випадках спеціальних задач опору від криволінійного профілю розв'язувати не доводиться. Опір криволінійних у плані ділянок необхідно брати до уваги тільки при розрахунку пластинчастих конвеєрів. Звідси виходить, що основні задачі – визначення опору (сили тяги) прямолінійних ділянок траси та опір поворотних пунктів.

### 5.3.2. Переміщення прямолінійного відрізка.

Постановка задачі: Дано (рис. 5.2в):  $l$  – довжина відрізка, м;  $q$  – лінійна маса корисного вантажу, кг/м;  $q_0$  – те ж для мертвих мас (тяговий орган з приєднаними до

нього частинами), кг/м;  $\omega$ ,  $\omega_0$  – коефіцієнти опору руху відповідно для корисних і мертвих мас;  $\beta$  – кут нахилу. Визначити  $F_{2-1} = F_2 - F_1$ , тобто силу тяги для переміщення відрізка.

Тут визначення сили тяги не відрізняється від такого ж для переміщення зосереджених вантажів:

$$F_{2-1} = lqg(\omega \cos \beta \pm \sin \beta) + lq_0g(\omega_0 \cos \beta \pm \sin \beta), \text{ Н.} \quad (5.13)$$

Якщо корисний і мертвий вантажі переміщуються як одне ціле (наприклад, у пластинчастому конвеєрі), тобто  $\omega = \omega_0$ , то

$$F_{2-1} = lq_{бр}g(\omega \cos \beta \pm \sin \beta), \text{ Н.} \quad (5.14)$$

де  $q_{бр}$  – сумарна (брутто) лінійна маса корисного і мертвого вантажів, кг/м.

### 5.3.3. Сила тяги на поворотних пунктах.

Постановка задачі. Дано (рис. 5.2д):  $F_1$  – натяг до поворотного пункту;  $\alpha$  – кут повороту, рад. Визначити  $F_2$  – натяг після поворотного пункту та  $F_{2-1}$  – його силу тяги.

З дослідів встановлено, що

$$F_2 = k_n F_1, \quad (5.15)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт опору поворотного пункту.

Для нерухомого (напрямого) (рис. 5.2д) за формулою Ейлера

$$k_n = e^{\omega'' \alpha},$$

де  $\omega''$  – коефіцієнт опору переміщенню по криволінійній напрямній,  $\alpha$  – кут охопту.

Для барабанів, що обертаються блоків, (рухома напрямна) (рис. 5.2г) з підшипниками кочення при  $\alpha = 180^\circ$ ;  $k_n = 1,01 - 1,02$  – для стрічок та канатів;  $k_n = 1,1 - 1,15$  для ланцюгів.

Опір блоків, барабанів складається з тертя в підшипниках і опору жорсткості на вигин. Для ланцюгів останнє викликається тертям у шарнірах ланцюга, що виникає при відносному повороті ланок ланцюга при набіганні та збіганні з блока, зірочки. Для стрічок та канатів опір жорсткості пояснюється тим, що енергія, яка йде на згинання при набіганні, при випрямленні тягового органа у точці збігання не віддається повністю. Сила тяги поворотного пункту

$$F_{2-1} = F_2 - F_1 = F_1(k_n - 1), \quad (5.16)$$

тобто вона пропорційна натягу  $F_1$  для будь-яких типів поворотних пунктів, що становить характерну відмінність від прямолінійних ділянок тягового органа.

5.3.4. Сила тяги при переміщенні послідовного ланцюга елементів і натяг тягового органа.

Постановка задачі. Дано: послідовний ланцюг елементів гнучкого тягового органа (рис. 5.2e), точки сполучення яких (перерізи) нумеруються по ходу руху;  $F_1$  – натяг у першій (початкової) точці;  $F_{2-1}, F_{3-2}, F_{4-3}, F_{5-4}$  – сили тяги елементів послідовного ланцюга. Визначити натяги у точках  $F_2, F_3, F_4, F_5$  та загальну силу тяги  $F_{5-1}$  для переміщення всього ланцюга елементів. Відповідно до (5.7)

$$F_2 = F_1 + F_{2-1} . \quad (5.17)$$

Вираз (5.17) називають формулою розрахунку обходом контуру: натяг у наступній точці (у будь-якій точці) дорівнює натягу в попередній (по ходу) точці плюс сила тяги на переміщення ділянки між цими точками. Застосовуючи (5.17) послідовно від точки до точки, маємо:

$$\begin{aligned} F_2 &= F_1 + F_{2-1} , \\ F_3 &= F_2 + F_{3-2} , \\ F_4 &= F_3 + F_{4-3} , \\ F_5 &= F_4 + F_{5-4} = F_1 + F_{2-1} + F_{3-2} + F_{4-3} + F_{5-4} , \end{aligned} \quad (5.18)$$

тобто сила тяги послідовного ланцюга елементів дорівнює сумі сил тяги окремих елементів. Розрахунок можна вести і в зворотному ході тягового органа напрямку:

$$F_1 = F_2 - F_{1-2} . \quad (5.19)$$

У виразах (5.17), (5.18), (5.19) натяги тягового органа  $F_1$  і  $F_2$  підставляють за абсолютною величиною (за модулем), тому що їх знак уже врахований, а сили тяги  $F_{2-1}, F_{3-2}$  і т.д. – зі своїми знаками. Якщо натяг у якомусь перерізі виходить з негативним знаком, то це означає, що натяг діє «до перерізу», тобто тяговий орган стиснутий, чого не може бути. Натяг слід до того збільшити, щоб в усіх перерізах забезпечити розтяг.

5.3.5. Сила тяги привідного блоку.

Гнучкий тяговий орган транспортного засобу може мати замкнутий чи розімкнутий контур. Останній є окремим випадком першого (натяг однієї з гілок привідного блоку дорівнює нулю – розімкнутий контур). Розглянемо транспортний засіб (рис. 5.3), гнучкий тяговий орган якого замкнутий (являє собою нескінченну стрічку, ланцюг, канат). Розсічемо контур замкнутого тягового органа на привідному блоці перерізом  $A-A$  (рис. 5.3a). З умови рівноваги правої від перерізу частини органа (рис. 5.3б) тягове зусилля привідного блока, тобто сила, прикладена до тягового органа з боку привідного блока

$$F_{H-3} = F_H - F_3 , \quad (5.20)$$

де  $F_H$  і  $F_3$  – натяги набіжної та збіжної гілок.

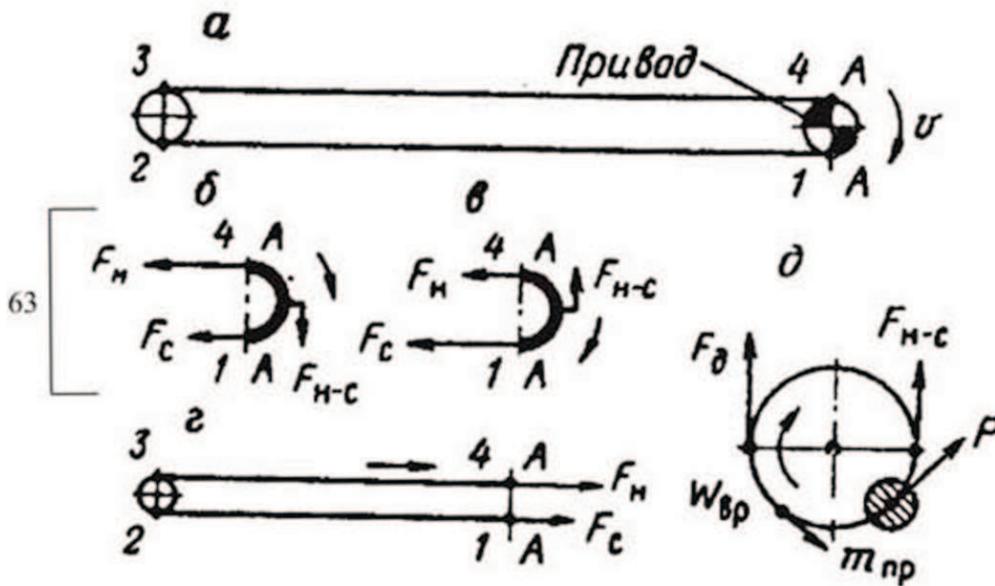


Рис. 5.3. Тягове зусилля привідного блока

При тяговому режимі  $F_H > F_3$  і  $F_{H-3}$  позитивна, тобто прикладена до тягового органа у напрямку руху (рис. 5.3б); при гальмівному режимі  $F_H < F_3$  і  $F_{H-3}$  негативна, тобто діє на тяговий орган у зворотному напрямку руху (рис. 5.3в).

З умови рівноваги лівої від перерізу А-А частини (рис. 5.3г) відповідно до (5.18) і (5.19)

$$F_4 - F_1 = F_H - F_3 = F_{H-3} = F_{1-2} + F_{2-3} + F_{3-4}, \quad (5.21)$$

тобто тягове зусилля привідного блока крім (5.20), можна також визначати як суму сил тяги всіх елементів замкнутого контуру тягового органа. Для стислості  $F_{H-3}$  або  $F_0$  називатимемо далі тяговим зусиллям на ободі привідного барабана (зірочки, шків тертя) на відміну від терміна «сила тяги», що стосується сили переміщення якого-небудь одного елемента установки.

#### 5.4. Потужність двигуна.

Розглянемо рівновагу системи привідний блок – редуктор – двигун, звівши попередньо всі сили до ободу привідного блока (барабана, зірочки, шків тертя) (рис. 5.3д). Тут  $F_0$  – тягове зусилля двигуна;  $P$  – сила інерції приводу;  $W_{шк}$  – шкідливий опір у самому приводі (жорскість тягового органа, тертя в підшипниках привідного блока, тертя в редукторі);  $F_{H-3}$  – тягове зусилля на барабані. Останнє діє на привідний блок у напрямку, зворотному стосовно напрямку його дії на тяговий орган (рис. 5.3д). З умови рівноваги привідного блока

$$F_0 - F_{H-3} - W_{шк} - P = F_0 - F_{H-3} - W_{шк} - m_{зв} a = 0,$$

звідки

$$F_0 = F_{H-3} + m_{зв} \cdot a + W_{шк}, \text{ н}, \quad (5.22)$$

де  $a$  – прискорення тягового органа, м/с<sup>2</sup>;  $m_{зв}$  – маса всіх рухомих частин установки, зведена до кола блока, кг.

Урахуємо  $W_{шк}$  за допомогою к.к.д. приводу. При позитивному  $F_{H-3}$ , коли енергія передається від двигуна до привідного блока, з (5.22) маємо

$$F_{\partial} = \frac{F_{H-3} + m_{зв} a}{\eta}, \quad (5.23)$$

а при негативному  $F_{H-3}$ , коли енергія передається від привідного блока до двигуна,

$$F_{\partial} = (F_{H-3} + m_{зв} a) \eta, \quad (5.24)$$

де  $\eta$  – повний к.к.д. привідної станції, що враховує втрати на привідних блоках і в редукторі.

Механічна потужність двигуна в даний момент часу

$$N = \frac{F_{\partial} v}{1000}, \text{ кВт}, \quad (5.25)$$

де  $v$  – колова швидкість блока, м/с,  $F_{\partial}$  – сила тяги на барабані, Н.

Для приводу стаціонарних установок, як правило, використовують асинхронні і рідше синхронні електродвигуни. Двигун вибирають за нагріванням і розраховують за формулою

$$N = \frac{F_e v_{ном}}{1000}, \text{ кВт} \quad (5.26)$$

де  $F_e$  – еквівалентне тягове зусилля двигуна, тобто таке постійне зусилля, при якому двигун нагрівся б до такої ж температури, як і при дійсних значеннях тягових зусиль (можуть бути постійними та змінними) за однаковий час роботи;  $v_{ном}$  – номінальна швидкість руху тягового органа, м/с.

Методи розрахунку  $F_e$  та  $N$  залежать від виду режиму роботи двигуна. Розрізняють (рис. 5.4): а) – тривалий циклічний режим, коли протягом циклу роботи (наприклад канатна відкатка) тягові зусилля на блоці змінюються у часі, і б) – тривалий з постійним навантаженням, яке взагалі не змінюється чи змінюється незначно.

У першому випадку, аналогічно вищевикладеному, через  $F_{\partial 1}, F_{\partial 2}, F_{\partial 3} \dots F_{\partial n}$  позначимо сили тяги за цикл, а через  $t_1, t_2, t_3, \dots t_n$  – час їхньої дії.

Тоді еквівалентне зусилля двигуна визначають як середньоквадратичне за цикл навантаження (період, після якого цикл навантаження повторюється):

$$F_e = \sqrt{\frac{F_{\partial 1}^2 t_1 + F_{\partial 2}^2 t_2 + \dots + F_{\partial n}^2 t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n + c_1 \Theta}}, \text{ Н} \quad (5.27)$$

Тут  $\Theta$  – сумарна тривалість зупинок за цикл, с;  $c_1 = 0,25 - 0,35$  – коефіцієнт,

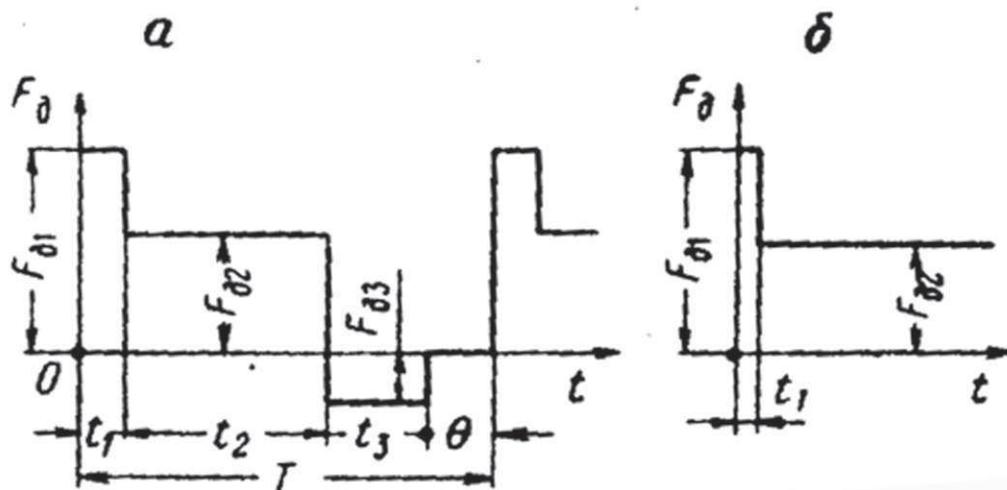


Рис. 5.4. Навантажувальні діаграми двигунів

який враховує погіршення охолодження двигуна з самовентиляцією при зупинці (для двигунів з незалежною вентиляцією  $c_1 = 1$ ).

Найближчий двигун вибирають за розрахованою потужністю  $N$  (з каталогом). Потужність встановленого двигуна (вибраного) називають номінальною (встановленою)  $N_{ном}$ . Вибраний двигун перевіряють на перевантажувальну здатність. Для цього з відомих уже значень  $F_1 \dots F_n$  береться (чи визначається окремо) максимальне значення  $F_{дмакс}$  та обчислюється номінальне значення сили тяги:

$$F_{ном} = \frac{1000 N_{ном}}{v_{ном}}, \text{ Н} \quad (5.28)$$

Необхідна кратність моменту двигуна

$$\lambda_{розр} = 1,25 \frac{F_{дмакс}}{F_{ном}}. \quad (5.29)$$

Якщо  $F_{дмакс}$  узято для періоду пуску, то за формулою (5.29) знаходиться необхідна кратність пускового моменту; якщо  $F_{дмакс}$  при сталому режимі,  $\lambda_{розр}$  визначає кратність максимального (перекидного) моменту двигуна. Порівнюючи отримані розрахунком значення  $\lambda$ , із зазначеними в паспорті двигуна, приймається рішення про правильність вибраного двигуна. Коли  $\lambda_{розр} > \lambda_{пасп}$ , приймають наступний за потужністю двигун і знову перевіряють його на перевантажувальну здатність.

У другому випадку (режим характерний для конвеєрів)  $F_{н-с} \cong const$ . Потужність розраховується за формулою:

$$N = \frac{F_{н-с} v_{ном} k_{реж}}{1000 \eta}, \quad \text{кВт (тяговий режим)} \quad (5.30)$$

$$\text{(гальмівний режим)} \quad N = \frac{|F_{n-c}| v_{\text{ном}} k_{\text{реж}} \eta}{1000}, \text{ кВт.} \quad (5.31)$$

Тут  $k_{\text{реж}}$  – коефіцієнт режиму 1,2 – 0,8.

Якщо при визначенні  $F_{n-3}$  сила інерції не врахована, вибраний двигун перевіряють на перевантажувальну здатність для режиму пуску.

### 5.5. Перевірка міцності тягових органів

При експлуатаційних розрахунках деталі найчастіше розраховують за постійним (статичним), рідше – за граничними (піковими) навантаженнями.

Перевірка – визначення запасу міцності  $n = \frac{F_{\text{руйн}}}{F_{\text{ст}}} \geq |n|$ , де  $F_{\text{руйн}}$  – руйнівне

зусилля тягового органа, а  $F_{\text{ст}}$  – його максимальний статичний натяг;  $|n|$  –

норматив запасу міцності. Якщо замість  $F_{\text{ст}}$  взяти  $F_{\text{гран}}$  – граничне пікове навантаження, то повинен бути і відповідний норматив запасу міцності  $|n'|$ .

Найчастіше  $F_{\text{гран}} = F_{\text{ном}} \lambda$ , де  $\lambda$  – кратність максимального моменту двигуна або запобіжної муфти.

### 5.6. Діаграма натягу гнучкого тягового органа

Одна з особливостей гнучкого тягового органа (стрічка, ланцюг, канат) – здатність сприймати тільки розтяжні зусилля. За будь-яких варіантів роботи такої машини тяговий орган буває лише розтягнутим чи зусилля в будь-якому перерізі може дорівнювати нулю. Користаються терміном “натяг тягового органа” – це зусилля, що припадає на всю площу поперечного перерізу, вимірюване в ньютонках. Розрахунки транспортних засобів включають визначення величин натягів тягового органа в різних (за необхідністю) перерізах, як правило, у характерних, (де змінюється траєкторія руху). При цьому зручно користуватися діаграмою натягів гнучкого тягового органа, особливо при замкнутих контурах (конвеєри), тому що вона, по-перше дає наочну картину розподілу натягів по всьому контуру і, по-друге, без додаткових розрахунків дає змогу визначати величину натягу в будь-якому перерізі контуру.

Діаграми натягів будують у такій послідовності:

– накреслюється схема контуру тягового органа (рис. 5.5а), де позначаються напрямки руху, нумеруються характерні точки (зручніше за все цифрою 1 позначити переріз збіжної з приводу точки, а далі – за ходом тягового органа);

– визначаються величини сил тяги на всіх ділянках контуру:  $F_{2-1}$  – холоста гілка;  $F_{3-2}$  – ведений барабан;  $F_{4-3}$  – навантажена гілка;

– вибираються масштаб сил та масштаб довжин залежно від розмірів діаграми, яку збираються будувати.

Діаграма натягу будується в прямокутній системі координат. По осі ординат відкладаються сили, а по осі абсцис – довжина контуру.

Для зображеної на рис. 5.5а, схеми, діаграма включає три вертикальні лінії (рис. 5.5б) з однаковими проміжками, що зображують у масштабі довжину кожної гілки схеми ( $l_{1-2}$  і  $l_{3-4}$ ). Лінії нумеруються зліва направо. Середня лінія має два номери, адже довжина ділянки 2-3 незрівнянно мала з довжиною  $l$ . Нехай у результаті розрахунків визначено:  $F_{2-1} < 0$ ;  $F_{3-2} > 0$ ;  $F_{4-3} > 0$  і  $|F_{2-1}| < |F_{4-3}|$ .

На лінії 1 довільно вибирають точку  $A$  і від неї вниз у вибраному масштабі відкладають силу тяги  $F_{2-1}$  (униз, тому, що  $F_{2-1} < 0$ ). Отриману точку  $B$  зносять на лінію 2 (точка  $C$ ). Величину сили  $F_{3-2}$  відкладають вгору на лінії 3 (точка  $D$ ), а від неї, також угору – силу  $F_{4-3}$  (точка  $E$ ) і зносять на лінію 4 (точка  $K$ ). Прямими лініями (сила тяги лінійно залежить від довжини) з'єднуються точки  $A$ ,  $M$ ,  $D$  і  $K$ . Отримана в такий спосіб діаграма показує поки що тільки картину розподілу натягів: від точки  $A$  до  $C$  натяг зменшується, а далі – збільшується. Величину ж натягу в будь-якій точці (у будь-якому перерізі контуру) можна знайти після знаходження положення осі абсцис на діаграмі. Звісно, вісь не може бути вище точки  $C$ , оскільки у протилежному разі значення сил нижче осі означали б стиснення. Таким чином, положення осі абсцис, що збігається з лінією  $BC$ , – найвище і можливе (теоретично) під час роботи транспортного засобу. Тоді тяговий орган попередньо не натягнутий і всі натяги в ньому створюються в результаті подолання сил опору (прикладання сил тяги). На практиці ж, залежно від різних (додаткових) вимог, тяговий орган спершу необхідно натягати (створювати початковий натяг). Чим більше цей натяг  $F_{поч}$ , тим нижче положення осі абсцис. Нехай  $F_{поч}$  відомо (наприклад за умовами мінімального натягу ланцюга на скребковому конвеєрі для забезпечення його ходу на зірочці або за умовами мінімального натягу стрічки стрічкового конвеєра за умовами обмеження її між роликкооперами). Величина  $F_{поч}$  у цьому разі відкладається вниз від самої нижньої точки діаграми – в даному прикладі від точки  $C$  і через отриману точку  $M$  проводиться вісь  $x$ . В інших випадках величина початкового натягу може відкладатися і від інших точок. Ця позитивна величина відкладається вниз тому, що від осі вгору сили будуть позитивними.

Побудову діаграми завершено. Будь-яка ордината – величина натягу тягового органа у вибраному масштабі сил. Наприклад, натяг у точці  $n$ , розташованій посередині навантаженої гілки, дорівнює відрізьку  $n-t$ , помноженому на масштаб. Діаграма показує переріз з максимальним натягом у точці  $K$ , величину тягового зусилля привідного блока  $F_{np} = F_4 - F_1$  та ін.

З діаграми видно, яка частина натягу в кожному перерізі створюється за рахунок початкового натягу, а яка – за рахунок сили тяги.

Діаграму натягів можна також побудувати безпосередньо на схемі контуру тягового органа, що менш зручно.

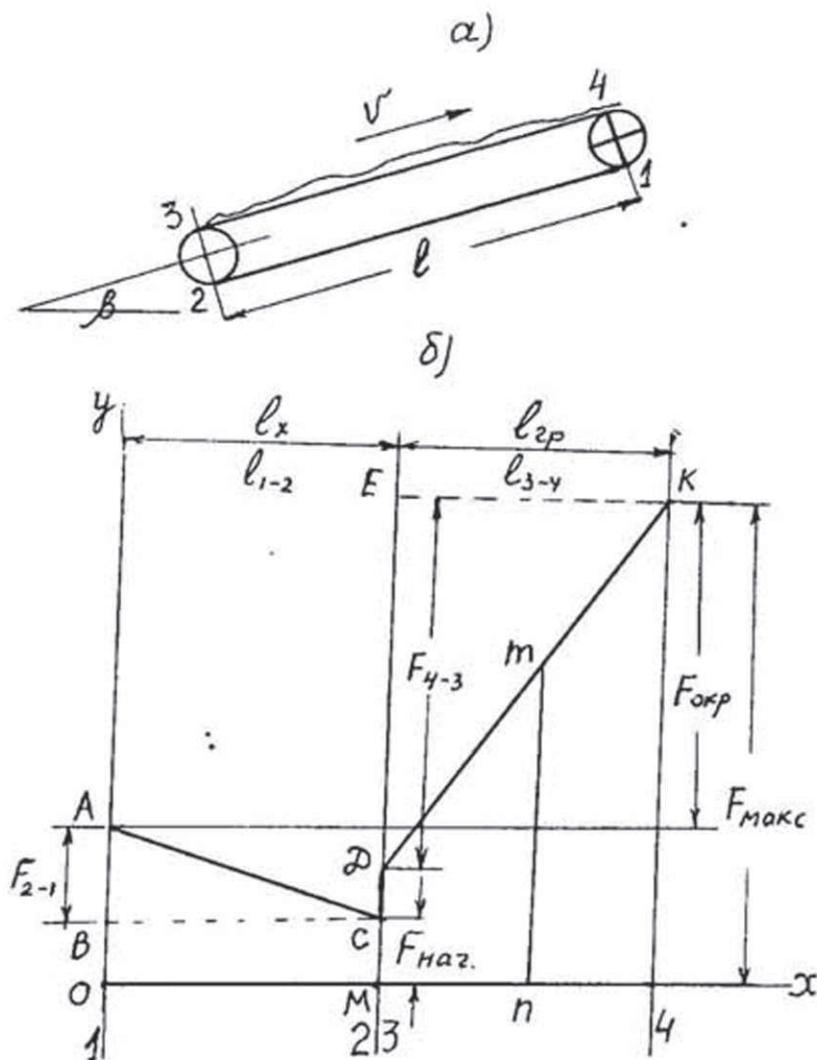


Рис. 5.5. Діаграма натягів гнучкого тягового органа

## 6. Реалізація сили тяги.

### А. Привідні блоки стаціонарних транспортних машин

#### 6.1. Загальні положення

Під приводним блоком розуміють елемент транспортного засобу, який реалізує (передає) силу тяги виконавчому органу, що безпосередньо переміщає, транспортує вантаж.

Переважна більшість стаціонарних транспортних засобів (двигуни не переміщуються разом з вантажем) гірничих підприємств (конвеєри, канатні установки) реалізують тягове зусилля приводними блоками за допомогою: намотування тягового органа – кінцевого каната – на один чи два циліндричних барабани (розімкнутий контур – один кінець каната закріплений на барабані);

68

круглими барабанами чи шківками тертя (замкнутий контур), коли гнучкий тяговий орган (стрічка, канат) не закріплений на барабані і тягове зусилля від нього передається за рахунок сил тертя; зачеплення (замкнутий контур, ланцюги та привідні зірочки, грановані барабани з гніздами для елементів ланцюга).

Під тяговою здатністю розуміють граничне значення сили тяги, яку може надати гнучкому тяговому органу приводний блок того чи іншого засобу.

## 6.2. Реалізація тягового зусилля намотуванням на барабан

Здійснюється на транспортних засобах з одним (рис. 6.1а) чи двома (рис. 6.1б) канатами, одним кінцем закріпленими на одному або двох барабанах. В останньому випадку одночасно на один барабан канат намотується, а з іншого – змотується. В усіх випадках канат завжди розтягнутий, рух вантажу до барабана здійснюється зусиллям цього барабана, а від нього – іншими силами (поздовжньою складовою ваги вантажу і каната, іншою лебідкою чи барабаном та ін.).

У транспортних засобах за рис. 6.1 від двигуна через редуктор передається момент  $M$ , що крутить або вал, де жорстко закріплений барабан, або безпосередньо барабан.

69

Режим роботи лебідки за рис. 6.1а залежить від напрямку руху каната: намотування – тяговий, розмотування – гальмівний (генераторний). Режим роботи двобарабанної лебідки за рис. 6.1б, визначається не напрямком обертання барабана, а величинами  $F_{нб}$  і  $F_{зб}$ : при  $F_{нб} > F_{зб}$  – тяговий, а при  $F_{нб} < F_{зб}$  – гальмівний. Тут можлива зміна режиму роботи «на ходу», коли, наприклад, на початку руху режим тяговий, потім при  $F_{нб} = F_{зб}$  – нульовий і далі при  $F_{зб} > F_{нб}$  – гальмівний (і навпаки). Це залежить від змін величин  $F_{нб}$  та  $F_{зб}$  «на ходу» за рахунок змінювальних величин поздовжньої складової сил ваги всіх рухомих частин при транспортуванні по похилій площині.

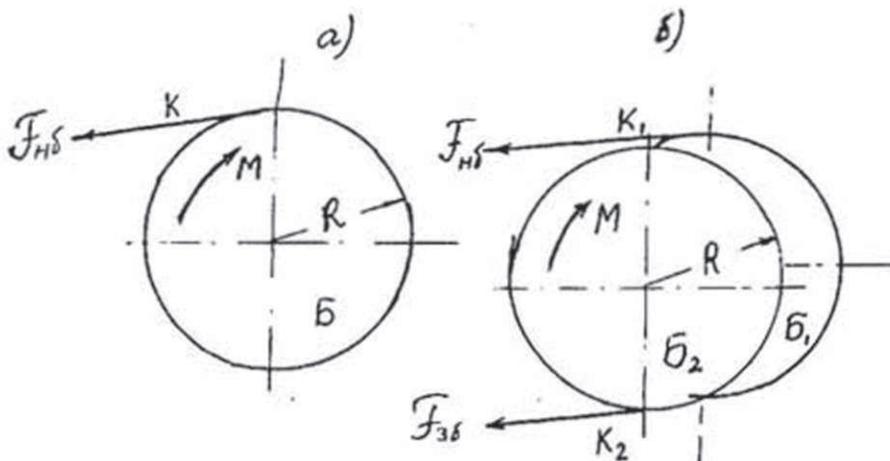


Рис. 6.1. Реалізація сили тяги намотуванням каната на барабан

Для обох варіантів справедливе рівняння:

$$F_{бар} = F_{нб} - F_{зб}, \quad (6.1)$$

з якого можна визначити режим роботи.

Граничні значення величини сили тяги на колі барабана, як і величини натягу гнучкого тягового органа, тут визначаються потужністю двигуна та міцністю елементів транспортного засобу: канатів, барабанів, валів, редуктора, гальм. Видно, що спосіб реалізації тягового зусилля навиванням гнучкого тягового органа на барабан технічних обмежень не має: можна реалізувати будь-які зусилля, якщо це не суперечить іншим критеріям доцільності (розміри, вага, безпека, економічність тощо).

### 6.3. Реалізація тягового зусилля тертям

#### 6.3.1. Загальні положення.

Передача сили тяги замкнутому контуру гнучкого тягового елемента (стрічки, канату) здійснюється силами тертя ковзання цього елемента на площині контакту з поверхнею ведучого барабана (стрічка) чи шківів (канат). Стрічка звичайно обгинає (рис. 6.2а) один або два барабани з кутом обхвату, приблизно 180-240° на кожному. Канат може охоплювати привідний шків 1-3 і більше разів (рис. 6.2б) з кутом обхвату 180-900°. Притиснення тягового органа до поверхні тертя відбувається, як правило, його натягом.

Як видно з діаграми натягів (рис. 5.5), натяг тягового органа в будь-якому перерізі можна умовно вважати таким, що складається з двох частин – «корисної» – утвореної від подолання сил опору, та «марної» отриманої початковим натягом. Звідси випливає, що для передачі одного і того ж тягового зусилля можуть бути застосовані різні міцністю, а, отже, і вартістю, тягові органи. Зрозуміло, що чим менше буде частка «марного» натягу в загальному натягу тягового органа, тим кращим вважається привід. Природна задача пошуку умов забезпечення реалізації можливо більшого тягового зусилля при можливо меншому його початковому натягу. Ця й інші задачі розв'язуються при розгляді та аналізі фізики процесу передачі тягового зусилля гнучким елементом за допомогою тертя.

В основу пояснення процесу передачі тягового зусилля тертям (барабан – стрічка, шків тертя – канат) покладено відомий закон тертя гнучких тіл Ейлера, яким встановлено, що при ковзанні ідеальної нитки (невагома, нерозтяжна, абсолютно гнучка) по нерухомому барабані від прикладених на її кінцях сил натягу, відношення більшого натягу до меншого – величина постійна.

$$\frac{F_2}{F_1} = e^{f\alpha}, \quad (6.2)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $\alpha$  – кут обхвату, рад. Тут (рис. 6.3)  $F_2 > F_1$  на величину сил тертя ковзання на ділянці 1-2.

Дослідження у зазначеному напрямку протягом понад двохсот років після опублікування Ейлером закону (1765 р.) присвячені в основному уточненням та

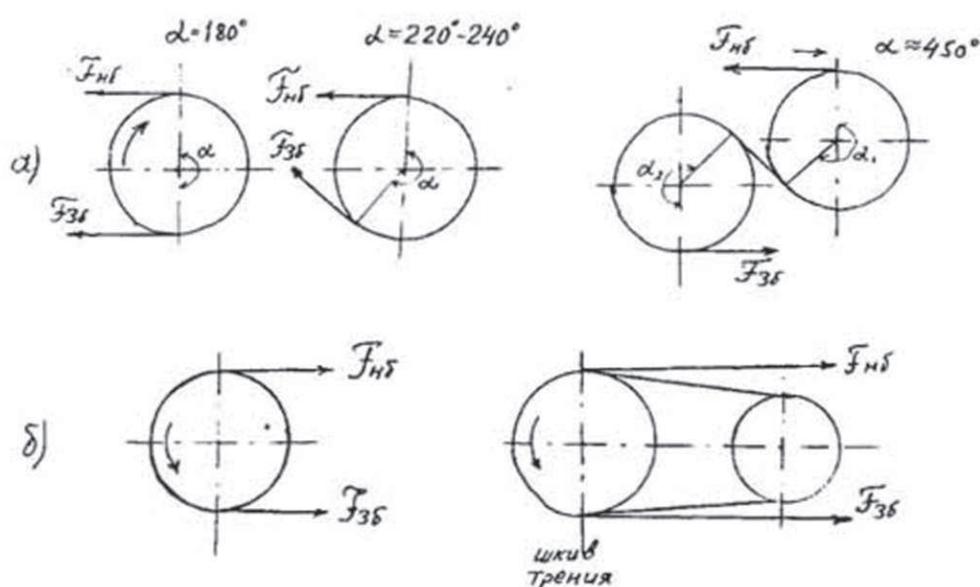


Рис. 6.2. Схеми обгання (заведення) гнучким тяговим органом (а – стрічка; б – канат) привідних блоків

можливості його застосування для реальних гнучких тіл – стрічки конвеєра, ременю пасової передачі, каната. Серед фундаментальних робіт заслуговують на увагу роботи Кретця, а пізніше – Петрова та Жуковського.

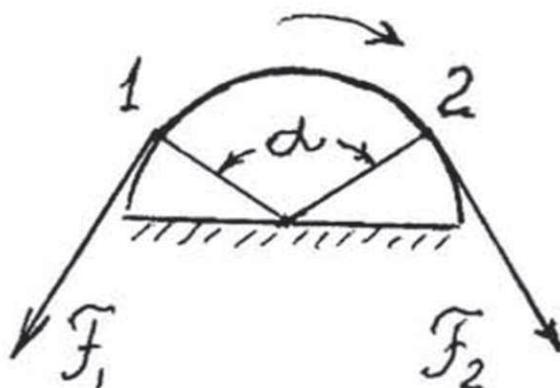


Рис. 6.3. До закону Ейлера про тертя гнучких тіл

Доведено, що при передачі тягового зусилля привідним барабаном розтяжному гнучкому елементу (рис. 6.4, тяговий режим роботи) довжина ділянки  $C-D$  тягового елемента в місці набігання на барабан  $\ell_{нб}$  більше тієї ж ділянки  $C'-D'$  довжини  $\ell_{зб}$ , оскільки  $F_{нб} > F_{зб}$ . Скорочення розтяжного гнучкого елемента відбувається з боку збігання на дузі  $\alpha_{нк}$  (дуга пружного ковзання або активна дуга обхвату). Саме на цій дузі й передається тягове зусилля, рівне  $F_{нб} - F_{зб}$ , із збільшенням якого збільшується  $\alpha_{нк}$  і зменшується  $\alpha_{сп}$  (дуга спокою, або пасивна дуга обхвату). При  $\alpha_{нк} = \alpha$ , коли ( $\alpha_{сп} = 0$ ) настає повна пробуксовка (ковзання по всій дузі). У тяговому режимі пружне

ковзання гнучкого елемента має швидкість, спрямовану проти руху барабана, а при гальмівному – навпаки. В обох випадках це ковзання відбувається зі сторони збігання.

Для будь-якого співвідношення сил  $F_{нб}$  і  $F_{зб}$ , коли немає повної пробуксовки, справедлива формула Ейлера  $\frac{F_{нб}}{F_{зб}} = e^{f\alpha_{пк}}$ , де  $\alpha_{пк}$  – дуга пружного ковзання.

Така картина передачі тягового зусилля розтягнутому гнучкому елементу дозволяє застосовувати формулу Ейлера при визначенні мінімальних натягів стрічки, каната тощо на привідному барабані при заданих значеннях тягового зусилля  $F_{нб} - F_{зб}$  для роботи без повної пробуксовки.

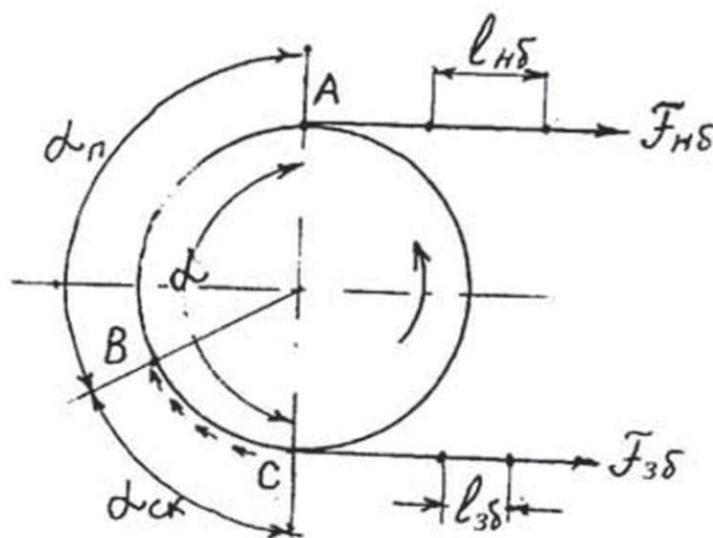


Рис. 6.4. До пояснення пружного ковзання

73

### 6.3.2. Однобарабанний привід. Мінімальний натяг стрічки по зчепленню.

На рис. 6.5а) показано напрямок руху стрічки та барабана при роботі без повної пробуксовки в будь-якому режимі (тяговому і гальмівному). При зриванні зчеплення (повній пробуксовці) барабан продовжує обертатися, що рівноцінно уявленню ковзання стрічки по нерухомому барабану в зворотний бік при тяговому режимі (рис. 6.5б) і в той же бік при гальмівному режимі (рис. 6.5в). Це відповідає умовам задачі Ейлера.

При відомих  $\alpha$  і  $f$  для заданого значення сили тяги  $F_0$ , яку передає барабан, необхідно визначити мінімальне  $F_{зб}$ , за якого б не було повної пробуксовки.

За формулою Ейлера для режиму повної пробуксовки

$$\frac{F_{нб}}{F_{зб}} = e^{f\alpha} \quad (6.3)$$

Відомо, що  $F_{бар} = F_{нб} - F_{зб}$ . Після підстановки значення  $F_{нб}$  із зазначеного виразу у формулу Ейлера одержимо:  $F_{зб} = \frac{F_0}{e^{f\alpha} - 1}$ . Цей вираз дає мінімальне  $F_{зб}$  для заданого  $F_{бар} = F_0$ , але при зриві зчеплення (повній пробуксовці). Щоб такого зриву не було, значення  $F_{зб.min}$  визначають для більшого, ніж задано, значення  $F_0$ :

$$F_{зб.min} = \frac{F_{бар} k_T}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (6.4)$$

де  $k_T = 1, 2 - 1, 3$  – коефіцієнт запасу тягової здатності (тягового зусилля).

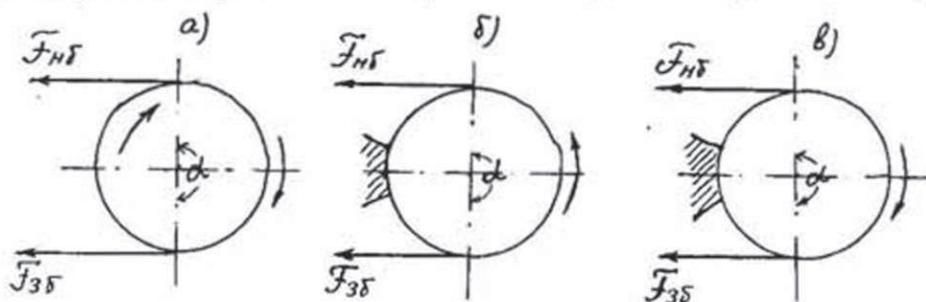


Рис. 6.5. До визначення мінімального натягу по зчепленню для однобаранного приводу

При гальмівному режимі ( $F_{зб} > F_{нб}$ ) значення  $F_{бар}$  буде від'ємним. За рис 6.5в при зриві зчеплення барабан відносно стрічки зупиняється, а стрічка ковзає по ньому в напрямку стрілки. Тоді аналогічно попередньому

$$F_{нб.min} = \frac{|F_{бар}| k_T}{e^{f\alpha} - 1} \quad (6.5)$$

Значення  $f$  наведені в таблиці.

#### Коефіцієнт тертя стрічки з гумовими обкладками об барабан

Поверхня барабана	Стан поверхні	$f$
Сталева точена (без футерування)	Суха	0,3
	Волога	0,2
	Мокра	0,1
Футерування з конвеєрної стрічки	Суха	0,4
	Волога	0,25
Футерування з гуми	Суха	0,7
	Волога	0,45
Футерування з кераміки	Суха	1,0
	Волога	0,65

Величину  $e^{f\alpha}$  часто позначають літерою  $a$  і називають тяговим фактором приводу. Чим цей фактор більше, тим менше треба попередньо натягувати стрічку, щоб забезпечити задане значення тягового зусилля  $F_{бар}$ , тим привід краще.

6.3.3. Двобарабанний привід із жорстким кінематичним зв'язком барабанів.

1. Визначення мінімального натягу стрічки по зчепленню.

Тяговий фактор приводу  $e^{f\alpha}$  можна збільшити за рахунок збільшення  $f$  або  $\alpha$ . У першому випадку застосовують футерування привідних барабанів матеріалами, що підвищують  $f$ , а в другому – двобарабанні (і більше) приводи. Останні можуть бути виконані з жорстким кінематичним зв'язком, коли кутові швидкості обертання барабанів однакові (шестеренчастий редуктор з двома вихідними валами), і нежорстким, коли ці швидкості можуть бути різними (диференціальний редуктор, або індивідуальний привід кожного барабана).

Визначимо мінімальне значення натягу стрічки по зчепленню ( $F_{зб.min}$ ) для приводу з жорстким кінематичним зв'язком барабанів.

Дано (рис. 6.6а):  $F_0 = F_{нб} - F_{зб}$  – загальне тягове зусилля приводу (позитивне);  $\alpha_1, \alpha_2$ . Визначити  $F_{зб.min}$  – мінімальний натяг по зчепленню.

При зриві зчеплення стрічка зупиняється, а обидва барабани обертаються, що рівноцінно ковзанню стрічки по нерухомих барабанах (рис. 6.6б). Тоді за формулою Ейлера:

$$F_2 = F_1 e^{f\alpha_2}; \quad (6.6)$$

$$F_1' = F_2;$$

$$F_1 = F_1' e^{f\alpha_1} = F_2 e^{f\alpha_1} = F_1 e^{f\alpha_1} e^{f\alpha_2} = F_1 e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)}.$$

Отже,  $F_{зб.min}$  визначається (як і для однобарабанного приводу з кутом обхвату, рівним  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ )

$$F_{зб.min} = \frac{F_0 k_T}{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}. \quad (6.7)$$

2. Визначення розподілу тягового зусилля між барабанами з жорстким кінематичним зв'язком.

Дано (рис. 6.6, а):  $F_{бар}$  – сила тяги двох барабанів  $F_{бар} = F_{бар1} + F_{бар2}$ ;  $\alpha_1, \alpha_2$  – кути обхвату;  $r_1, r_2$  – радіуси барабанів;  $f$  – коефіцієнт тертя

однаковий на обох барабанах. Визначити  $\delta_2 = \frac{F_{бар2}}{F_{бар}}$  – частку тягового зусилля

другого барабана  $F_{бар2}$  в передачі загального зусилля  $F_{бар}$ .

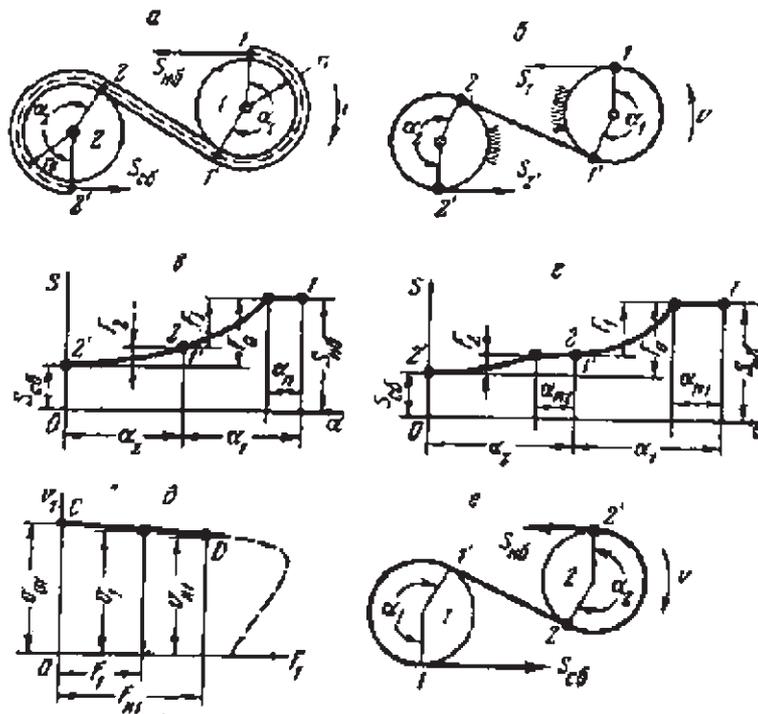


Рис. 6.6. Передача тягового зусилля тертям на двобарабанному приводі

При зриві зчеплення:

$$F_{бар2} = F_2 - F_{2'}, \text{ а } F_{бар} = F_{уб} - F_{2'} = F_{уб} - F_{уб}, \quad (6.8)$$

чи

$$F_{бар2} = F_{2'} \cdot (e^{f\alpha_2} - 1), \text{ а } F_{бар} = F_{2'} \cdot (e^{f(\alpha_2 + \alpha_1)} - 1),$$

відкіля при зриві зчеплення:

$$\delta_2 = \frac{F_{бар2}}{F_{бар}} = \frac{F_{2'} \cdot (e^{f\alpha_2} - 1)}{F_{2'} \cdot (e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1)} = \frac{e^{f\alpha_2} - 1}{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}. \quad (6.9)$$

Якщо зриву зчеплення немає, то в зоні точки 1 існує дуга спокою (рис. 6.6, в). При збільшенні  $F_{бар}$  та незмінному  $F_{уб}$  дуга спокою скорочується,  $F_1$  зростає, а  $F_2$  не змінюється (на другому барабані дуги спокою немає), а, отже,  $\delta_2$  змінна і залежить від  $F_0$  (до зриву зчеплення).

Привід дуже чутливий до розмірів та форми барабанів. Швидкість стрічки визначається швидкістю  $v_1$  у точці 1 (дуга спокою). Якщо  $r_2 = r_1$ , то по всій дузі  $\alpha_2$  стрічка ковзає, тому що  $v_2 < v_1$ , а швидкості барабанів однакові, і барабан 2 обганяє стрічку. Якщо  $r_2 < r_1$ , то швидкість ковзання зростає, а коли  $r_2 < r_1$ , - зменшується, але при підвищенні різниці  $r_2$  і  $r_1$  стрічка обганяє барабан 2 і він переходить у гальмівний режим. Якщо барабани неконцентричні чи мають некруглу форму, то такий перехід відбувається періодично, супроводжуючись ривками стрічки на приводі. За зазначеними причинами

барабани виготовляють сталевими точеними без футерівки, через яку розміри і форми барабанів витримати важко.

#### 6.3.4. Тандем-привід. Визначення мінімального натягу по зчепленню\*

Оскільки двобарабанный привід із жорстким кінематичним зв'язком барабанів (див. вище) не допускає футерування барабанів, то його тягова здатність невисока. Для її підвищення барабани необхідно футерувати фрикційними матеріалами, але при цьому неминуча різниця в діаметрах барабанів, у зв'язку з чим вони повинні мати можливість обертатися з різними кутовими швидкостями. Найбільш розповсюджене рішення – застосування тандем-привіда, коли кожен барабан має самостійний двигун, або рідше – приводу з диференціальним редуктором. За цих схем барабани можуть обертатися з різними кутовими швидкостями, чим компенсується різниця в радіусах барабанів. Розподіл загального тягового зусилля між барабанами приймається пропорційним потужностям двигунів барабанів.

Дано (рис. 6.6а):  $F_0 = F_{нб} - F_{зб}$  – тягове зусилля всього приводу (позитивне)  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ ;  $\delta_1$  і  $\delta_2$  – коефіцієнт зчеплення  $f$ . Визначити  $F_{зб.min}$  по зчепленню.

Якщо задане  $\delta_2 = \delta_{2c}$  ( $\delta_{2c}$  – частка другого барабана для режиму зриву зчеплення на приводі з жорстким зв'язком), то розподіл навантаження між барабанами буде таким же, як і в приводу з жорстким кінематичним зв'язком при зриві зчеплення, тому зазначений зрив почнеться на обох барабанах одночасно. В цьому випадку  $F_{зб.min}$  визначається як і для приводу з жорстким зв'язком (за сумарним кутом обхвату).

Якщо  $\delta_2 > \delta_{2c}$  (на всіх існуючих приводах, де ставлять на обидва барабани однакові двигуни, чи на перший – два, а на другий один), то другий барабан несе більше навантаження порівняно з варіантом  $\delta_2 = \delta_{2c}$ , зрив зчеплення починається тільки на другому барабані і  $F_{зб.min}$  знаходиться на другому барабані. Тоді

$$F_{зб.min} = F_2 = \frac{F_{o2} k_t}{e^{f\alpha_2} - 1} = \frac{F_0 \delta_2 k_t}{e^{f\alpha_2} - 1}, \quad (6.10)$$

де  $F_{o2} = F_0 \delta_2$  – тягове зусилля другого барабана. Найбільш розповсюджений варіант  $\delta_2 = 0,5$ ; іноді застосовують варіант  $\delta_2 = 0,33$  (одна третина навантаження на другому барабані).

#### 6.3.5. Порівняльна оцінка схем приводу.

Для конкретного конвеєра схему приводу вибирають за результатами числових розрахунків натягу стрічки в порівнюваних варіантах. Загальну оцінку можна вивести за впливом схеми приводу на максимальний натяг стрічки при передачі однакового тягового зусилля.

\* Питання розподілу навантаження між барабанами при тандем-приводі, а також задачі з диференціальним приводом барабанів див. підручник «Транспорт на горних підприємствах» за ред. Б.А.Кузнецова, 1969. – (М.: Недра).

Відомо (див. діаграму натягів), що натяг стрічки в будь-якому її перерізі складається з двох частин: першої, отриманої через подолання сил опору, та другої, отриманої за рахунок початкового натягу. Останнє створюється для забезпечення роботи конвеєра без пробуксовки на приводі. Отже, на максимальний натяг впливає схема приводу: один чи два барабани, футеровані барабани чи ні, жорсткий кінематичний зв'язок між барабанами чи тандем-привід. Якщо представити  $f = \infty$  (ідеальний привід з нескінченно великим коефіцієнтом тертя), то  $F_{зб.min} = 0$  і в цьому разі  $F_{нб.ід} = F_{бар}$ , тобто натяг стрічки дорівнював би тяговому зусиллю та її міцність використовувалася б корисно на 100%. У реальному приводі  $F_{зб.min} \neq 0$ ,  $F_{нб.} > F_{бар}$  і стрічка, крім «корисного» натягу  $F_{бар}$ , повинна мати додатковий натяг, рівний  $F_{зб.min}$ .

Коефіцієнт використання міцності стрічки

$$\xi = \frac{F_{нб.ід}}{F_{нб}} = \frac{F_{бар}}{F_{нб}} = \frac{F_{бар}}{F_{бар} + F_{зб.min}} = \frac{1}{1 + \frac{F_{зб.min}}{F_{бар}}} \quad (6.11)$$

Чим з більшою силою доводиться натягувати стрічку для передачі одного її того ж  $F_{бар}$ , тим менше  $\xi$ .

У табл. дані значення  $\xi_c$  (6.11) для різних схем приводів при куті обхвату на одному барабані  $240^\circ$ . Для тандем-приводу чи приводу з диференціалом значення  $\xi_c$  (обведені рамкою) відповідають  $\delta_2 = \delta_{2c}$ , тобто такій частці тягового зусилля другого барабана  $\delta_2$ , при якій пробуксовка починається одночасно на обох барабанах.

### Коефіцієнт використання міцності стрічки

Коефіцієнт тертя	$\xi_c$							
	Однобарабанний привід	Двобарабанний привід з жорстким зв'язком	Двобарабанний тандем-привід чи двобарабанний привід з диференціалом					
			$\delta_2$					
			0,5	0,4	0,33	0,25	0,2	0,1
0,05	0,19	0,34	0,34	0,32	0,29	0,25	0,24	0,21
0,1	0,34	0,57	0,51	0,57	0,50	0,45	0,43	0,38
0,2	0,57	0,82	0,73	0,77	0,82	0,76	0,71	0,63
0,3	0,72	0,92	0,84	0,87	0,89	0,92	0,90	0,80
0,4	0,82	0,96	0,90	0,91	0,93	0,94	0,96	0,91
0,5	0,88	0,98	0,94	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98

Якщо однобарабанний привід має  $f \geq 0,4 - 0,5$ , то  $\xi_c$ , досить велике (рис. 6.7) і двобарабанні схеми позбавлені сенсу – вони потрібні як змушений захід підвищення  $\xi_s$  при низьких  $f$ . Розробка футерівок, що на однобарабанному приводі за найнесприятливіших умов забезпечують  $f \geq 0,4 - 0,5$ , – основний напрямок поліпшення привідних станцій.

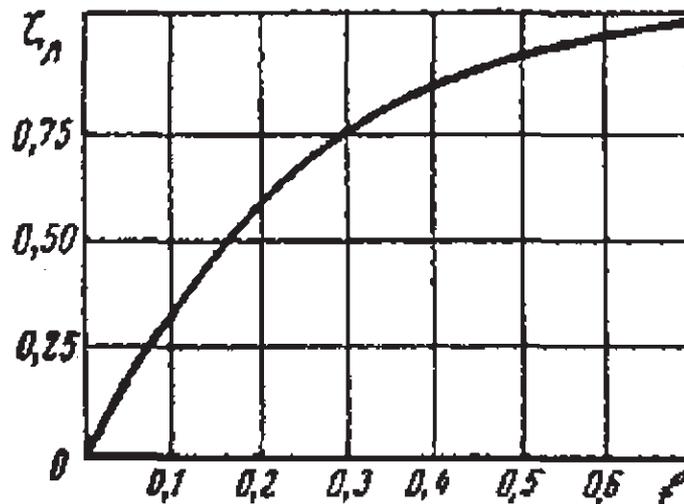


Рис. 6.7. Залежність коефіцієнта використання міцності стрічки від коефіцієнта тертя на однобарабанному приводі

Двобарабанний привід з жорстким зв'язком не допускає футерування барабанів (барабани гладкі), порівняно з однобарабанним, футерованим гумою, має вдвічі більший кут обхвату, але вдвічі менший  $f$ , тобто однакові  $\xi_n$ , і є в принципі ірраціональною схемою.

Привід з диференціалом допускає футерування барабанів зі значними допусками за діаметром (різниця їх радіусів несуттєва), забезпечує значне  $\xi_n$  та стабільний розподіл навантаження між барабанами, проте через складність редуктора не знаходить поширення.

Тандем-привід допускає футерівку барабанів, забезпечує значне  $\xi_n$ , дає можливість розносити барабани на чималу відстань і є раціональною схемою двобарабанних приводів. Від частки тягового зусилля другого барабана  $\delta_2$  залежить натяг стрічки по зчепленню чи, що те ж саме  $\xi_n$ . При  $f = 0,2$  і  $\delta_2 = 0,33$  забезпечується максимальне  $\xi_n$  (таблиця). Під час підвищення  $f$  різниця в  $\xi_n$  між  $\delta_2 = 0,33$  та його оптимальним значенням (обведене рамкою) становить не більше 3 %, (раціональна область значень  $\delta_2$  – від 0,5 до 0,33), тобто від застосування в тандем-приводі однакових потужностей двигунів першого і другого барабанів ( $\delta_2 = 0,5$ ) до співвідношення потужностей 2:1

( $\delta_2 = 0,33$ ). Краще варіант  $\delta_1 = \delta_2 = 0,5$  (однакові потужності двигунів), оскільки при цьому устаткування однотипне і тягове зусилля одного барабана мінімальне, що забезпечує мінімальну швидкість пружного ковзання стрічки по барабану.

## 6.4. Реалізація тягового зусилля зачепленням

### 6.4.1. Кінематика зачеплення.

Ланцюгові тягові органи транспортних засобів приводяться в рух обертовими багатокутниками, зірочками або ж поступально рухомими ланцюговими тяговими органами із спеціальними кулаками, захватами тощо. (лінійні приводи), які в свою чергу приводяться в рух обертовими барабанами, зірочками, тобто зачепленням.

При обгинанні ланцюгом зірочки центри шарнірів (центри повороту ланок ланцюга) розташовуються у вершинах правильного багатокутника з довжиною сторони, рівної чи кратної кроку ланцюга  $l_0$  (рис. 6.8). Для кільцевих ланцюгів зачеплення має невпорядкований характер і для надійності слід вводити довжину сторони, рівну подвійному кроку ланцюга, бо при спрацьованих елементах кільця ланцюга, розташовані у вертикальній площині, у зачепленні участі не беруть. Число граней  $Z$  багатокутника дорівнює кількості кілець ланцюга (для кільцевих ланцюгів – кількості пар кілець), на які ланцюг переміститься при повороті зірочки на один оберт. Кількість зубців і  $Z$  – це не завжди одне й те ж. За рис. 6.8а  $Z$  дорівнює числу зубців, але бувають випадки, коли зірочки зовсім їх не мають, перетворюючись на гранований барабан, чи мають половинне порівняно з рис. 6.8а число зубців (зубці через один вилучають при парному числі граней).

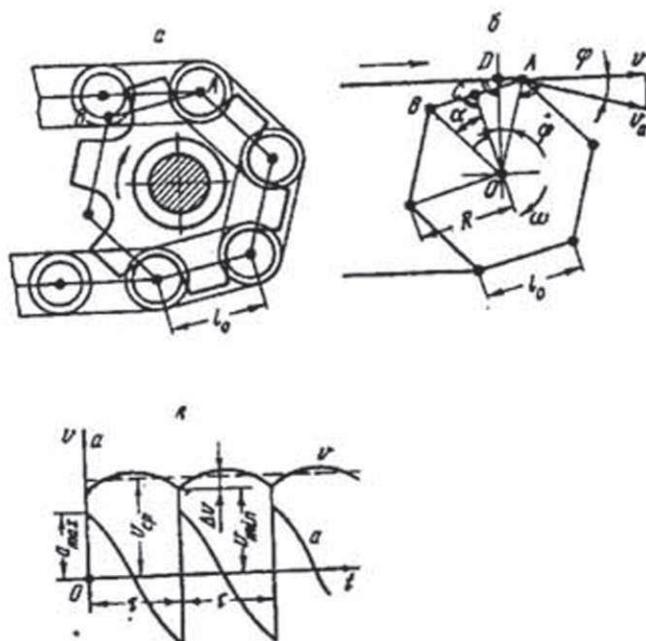


Рис. 6.8. До розрахунку кінематичних параметрів тягового ланцюга

#### 6.4.2. Швидкість та прискорення ланцюга.

З рис. 6.8а випливає, що в будь-якому випадку зачеплення ланцюги із зірочкою можна замінити взаємодією еквівалентного багатокутника (рис. 6.8б).

Постановка задачі. Дано (рис. 6.8а):  $Z$  – число ланок зірочки;  $\ell_0$  – довжина грані еквівалентного багатокутника, м;  $w = \text{const}$  – кутова швидкість зірочки, рад/с. Визначити швидкість та прискорення ланцюга.

На рис. 6.8б ланцюг ведеться (приводиться в рух) вершиною  $A$ , швидкість якої

$$v_a = wOA = wR, \text{ м/с}, \quad (6.13)$$

де  $R$  – радіус траєкторії руху вершини, м.

Швидкість ланцюга дорівнює проекції  $v_a$  на лінію руху ланцюга

$$v = v_a \cos \varphi = wR \cos \varphi, \text{ м/с}, \quad (6.14)$$

де  $\varphi$  – кут між  $v$  і  $v_a$  або, що те ж саме, кут між  $OA$  та вертикаллю.

На рис. 6.8в зображено графік зміни  $v$ .

Позначимо  $\alpha$  – половину кута між радіусами, проведеними в сусідні вершини багатокутника. З  $\triangle BOC$

$$\sin \alpha = \frac{BC}{OB} = \frac{\ell_0}{2R}. \quad (6.15)$$

Кут  $\varphi$  змінюється від  $-\alpha$  на початку зачеплення шарніра до  $+\alpha$  в кінці зачеплення, відповідно до чого  $v$  неперервно змінюється (рис. 6.8в). Період зачеплення одного шарніра  $\tau$  дорівнює часу переміщення ланцюга на довжину однієї грані  $\ell_0$ :

$$\tau = \frac{\ell_0}{v_{cp}}, \text{ с}, \quad (6.16)$$

де  $v_{cp}$  – середня швидкість руху ланцюга, м/с.

Якщо період одного оберту зірочки  $T$ , то

$$v_{cp} = \frac{\ell_0 Z}{T} = \frac{\ell_0 Z w}{2\pi}, \text{ м/с}. \quad (6.17)$$

Прискорення ланцюга

$$a = \frac{dv}{dt} = -wR \sin \frac{d\varphi}{dt} = -w^2 R \sin \varphi, \quad (6.18)$$

відповідно до чого графік  $a$  (рис. 6.8в) являє собою пилкоподібну криву. Максимальне прискорення відповідає  $\varphi = -\alpha$ , тобто початку зачеплення чергового шарніра. Тоді  $a_{\text{макс}} = w^2 R \sin \alpha$ . Підставивши сюди  $w$  і  $\sin \alpha$ , одержимо

$$a_{\text{макс}} = \frac{2\pi^2 v_{\text{ср}}^2}{\ell_0 z^2}, \text{ м/с}^2, \quad (6.19)$$

тобто  $a_{\text{макс}}$  пропорційне квадрату швидкості руху ланцюга.

Нерівномірність руху ланцюга – це джерело динамічних навантажень. Крім цього, із зростанням швидкості руху зростають також удари при вході в зачеплення чергового шарніра і збільшується зношення тертьових частин. Унаслідок цього конвеєри з ланцюговим тяговим органом виготовляють тихохідними (швидкість не перевищує 1,2-1,5 м/с).

Динамічні навантаження в тягових ланцюгах при усталеному режимі роботи.

Теоретичних розробок, які б давали змогу повністю розраховувати величину динамічних зусиль у ланцюгах скребкових конвеєрів, зараз немає. Існує кілька гіпотез (ланцюг як жорстке тіло; ланцюг як пружне тіло; вантаж та привід як система із змінними основними параметрами), проте кожна з них відбиває картину, схожу на справжню, лише у своїх, обмежених параметрах транспортного засобу з ланцюговим тяговим органом.

За результатами проведених експериментів, якщо система не здійснює резонансних коливань, можна вважати  $F_{\text{дин}} = (0,3 \div 0,4) F_{\text{ст}}$ , де  $F_{\text{дин}}$ ,  $F_{\text{ст}}$  – динамічне і статичне (максимальне) зусилля.

*6.4.3. Засоби боротьби з утомним руйнуванням ланцюгів.*

Динамічні навантаження при усталеному режимі часто досягають значної величини, діють з великою частотою та викликають утомні руйнування ланцюгів; коли вони без зовнішніх ознак зношення починають рватися при відносно невеликих статичних навантаженнях.

78 З утомленістю борються підвищенням утомної міцності ланцюгів та зниженням динамічних навантажень.

Підвищення утомної міцності досягають застосуванням легованих сталей, термообробкою, вибором такої форми кілець ланцюга, при якій мають місце найменші концентрації напружень.

Якщо виходити з гіпотези пружного стрижня, то зменшення динамічних навантажень можна досягти: збільшенням кількості граней зірочки  $Z$ ; призначенням відносно невисоких швидкостей руху ланцюга; застосуванням пристроїв, що демпфувальних, у приводі (турбомуфти, об'ємні гідропередачі). Напрямок зниження нерівномірності руху ланцюга (шляхом створення зрівняльних приводів, в яких кутова швидкість була б змінною, заданою за потрібним законом для забезпечення постійної швидкості ланцюга, що розвивався свого часу, – не увінчався успіхом. Створені принципові схеми таких приводів виявилися непрацездатними.

Якщо виходити з гіпотези параметричних коливань, то можна рекомендувати зниження статичних навантажень, зокрема застосування конвеєрів з приводом по кінцях.

#### 6.4.4. Динамічні зусилля в тягових ланцюгах при заклинюванні і їх обмеження.

Тяговий ланцюг вибійного скребкового конвеєра може різко загальмуватися (заклинитися) у результаті зачеплення скребка за виступи і т.ін. Кінетична енергія обертання ротора гаситься за рахунок деформації тягового органа і деталей приводу, через що з'являються значні екстрені динамічні навантаження. Для їх обмеження застосовують запобіжні пристрої (зрізні штифти, муфти – фрикційні, дробові, турбомуфти – які з досягненням певного обертального моменту починають проковзувати, ліквідуючи жорсткий зв'язок ротора з редуктором, чим ліквідується можливість передачі ударного навантаження з боку ротора.

Якість запобіжних пристроїв оцінюється за коефіцієнтом навантаження

$$\lambda = \frac{F_{\text{макс.з}}}{F_{\text{ном}}}, \quad (6.20)$$

де  $F_{\text{макс.з}}$  – максимальне зусилля в тяговому органі при заклинюванні;  $F_{\text{ном}}$  – зусилля при усталеному режимі з номінальним (паспортним) навантаженням конвеєра.

У граничному випадку  $\lambda$  повинне дорівнювати кратності максимального моменту двигуна для того, щоб запобіжний пристрій давав змогу повністю використовувати потужність двигуна, але не дозволяв розвиватися значним екстремим динамічним зусиллям.

## Б. Ведучі колеса та гусениці самохідних транспортних машин

### 6.5. Загальні положення

На рис. 6.9 зображені схеми рушіїв самохідних машин. У будь-якому випадку зовнішня рушійна сила, спрямована по лінії руху, може бути прикладена лише в місці контакту коліс (чи гусениць) з дорогою, адже ніякого іншого контакту з зовнішнім середовищем у машини немає. Рушійна сила може виникнути тільки на ведучих осях, тобто на тих, які торкаються дороги і з'єднані з двигуном. На всіх схемах рушійна сила позначена  $F_k$  і назветься силою тяги. Для гусеничного рушія сила тяги також реалізується на колі ведучого колеса, відмінність лише в тому, що сила тяги розподіляється по всій площі опорної поверхні. Отже, усі типи рушіїв можна звести до взаємодії колеса з дорогою. З'ясуємо, від чого залежить сила тяги однієї ведучої осі та всієї машини в цілому.

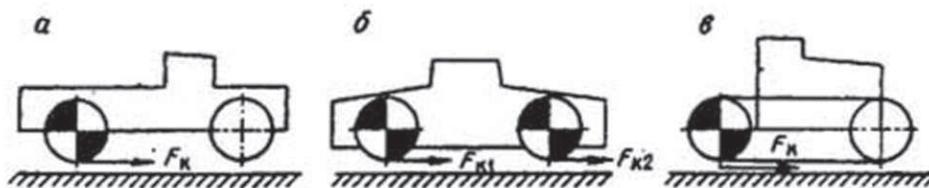


Рис. 6.9. Схеми рушіїв самохідних машин:  
а – пневмошарового з однією ведучою віссю;  
б – колісно-рейкового з двома ведучими осями; в – гусеничного

### 6.6. Сила тяги однієї ведучої осі

Дано (рис. 6.10а):  $R$  – радіус колеса, м;  $P_0$  – статичне навантаження на вісь від ваги, Н;  $M_0$  – середній момент двигуна, приведений до осі, Нм;  $f$  – коефіцієнт тертя колеса об рейку. Визначити  $F_{ок}$  – дотичну силу тяги і її максимальне значення.

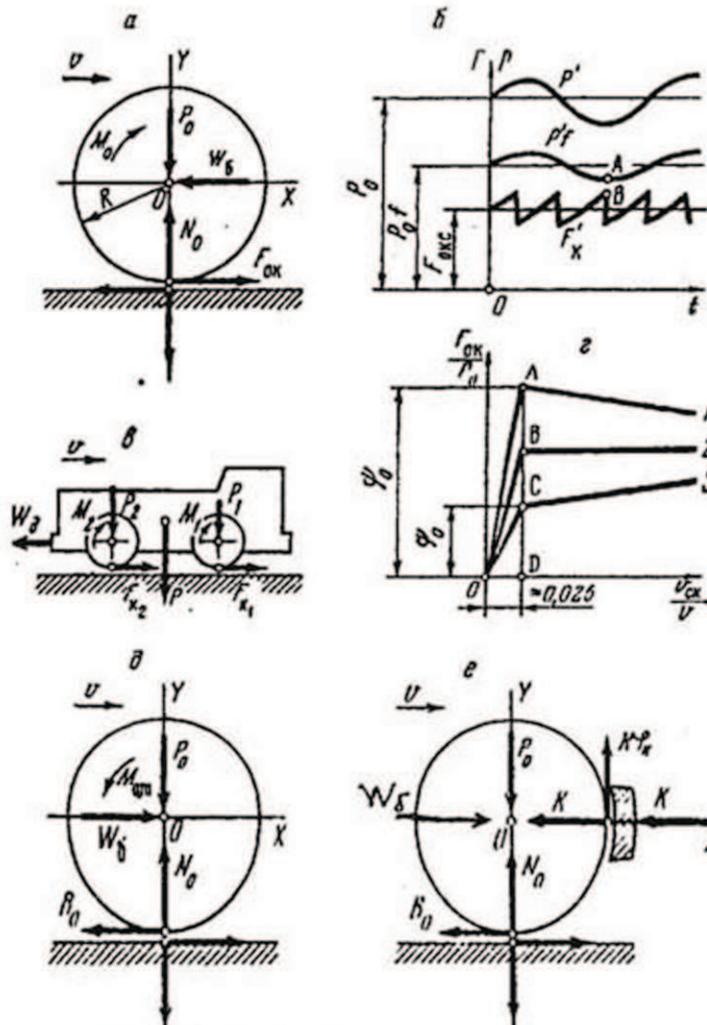


Рис. 6.10. Реалізація сил тяги та гальмування:

а – дотична сила тяги однієї осі; б – зміна миттєвих значень тиску на колесо  $P'f$  та сили тяги  $F'_x$ ; в – дотична сила тяги локомотива; г – характеристика зчеплення осі, 1 –  $\psi_0 > 0,1$ ; 2 –  $\psi_0 = 0,1$ ; 3 –  $\psi_0 < 0,1$ ; д – дотична сила осі при гальмуванні двигуном; е – те ж при гальмуванні колодками

Для спрощення задачі вважаємо, що сили опору від обертання осі в підшипниках, перекачування колеса по рейці, інерції обертання колеса і приєднаних до нього мас приводяться до поступально рухомих мас локомотива (визначаємо, що вони набирають сили  $W_6$  – сили впливу підшипника, тобто букси на вісь). З умови рівноваги сил, що діють на колісну пару ( $\sum X = 0$ ;  $\sum Y = 0$ ;  $\sum M = 0$ ),

$$N_o = P_o; W_6 = F_{ок}; \quad (6.21)$$

$$F_{ок} = \frac{M_o}{R}, \text{ Н}; \quad (6.22)$$

тобто сила тяги залежить тільки від моменту двигуна;  $F_{ок}$  не залежить ні від  $P_o$ , ні від  $f$ , хоча  $F_{ок}$  — сила тертя (тут усі сили, що діють на колісну пару, показані на одному колесі).

Максимальне значення  $F_{ок}$  обмежується або моментом двигуна  $M_{o\max}$  («обмеження по машині»), або максимальною силою тертя колеса об рейку («обмеження по зчепленню»).

Максимальна сила тяги по машині

$$F_{ок.м.} = \frac{M_{o\max}}{R}, \text{ Н}. \quad (6.23)$$

Через коливальні процеси миттєвий тиск на колесо  $P'$  відрізняється від середнього  $P_o$  (рис. 6.10б). Момент двигуна також відхиляється від середнього  $M_o$  (у наслідок переходу на різні ступені реостатів в електровозі та ін.), тобто змінюється і миттєва сила тяги  $F'_к$ . Щоб не трапилося зриву зчеплення, необхідно, щоб мінімальне значення сили тертя  $P'f$  (точка  $A$ ) було вище максимального значення  $F'_к$  (точка  $B$ ), тому розрахункове значення максимальної сили тяги по зчепленню  $F_{ок}$  менше сили тертя  $P_o f$ , що відповідає статичному тиску  $P_o$ :

$$F_{ок.з} = P_o \psi_o, \quad (6.24)$$

де  $\psi_o = \frac{F_{ок.з}}{P_o}$  — коефіцієнт зчеплення осі;  $\psi_o$  менше  $f$  у зв'язку з нерівномірністю  $P'$  і  $F'_к$  (максимальне значення  $F_{ок.з}$  — межа по миттєвому зриву зчеплення).

### 6.7. Сила тяги локомотива

Дано (рис. 6.10в):  $P$  — вага локомотива, всі осі якого ведучі (з'єднані з двигунами), Н;  $P_1, M_1$  і  $P_2, M_2$  — доля ваги, що припадає на осі, та моменти двигунів. Визначити  $F'_к$  — дотичну силу тяги локомотива і максимальне її значення.

Дотична сила тяги локомотива дорівнює сумі сил тяги всіх осей. Відповідно до (6.23)

$$F'_к = F_{к1} + F_{к2} = \frac{M_1}{R} + \frac{M_2}{R} = \frac{\sum M}{R}, \quad (6.25)$$

таким чином,  $F'_к$  залежить лише від сумарного моменту двигунів. Максимальна сила тяги по машині

$$F_{к.м} = \frac{\sum M_{\max}}{R}. \quad (6.26)$$

Якщо дається не  $\sum M_{\max}$ , а потужність двигуна  $N$ , кВт (чи к.с. – кінська сила) і швидкість руху  $v$  (м/с), то

$$F_{к.м} = \frac{1000 N (\text{кВт}) \eta}{v} = \frac{750 N (\text{к.с.}) \eta}{v}, \text{ Н.} \quad (6.27)$$

Максимальна сила тяги по зчепленню  $F_{к.з}$  – сумарна сила тяги ведучих осей перед зривом зчеплення хоча б однієї осі. Якщо осі жорстко кінематично зв'язані (паровоз), то зрив зчеплення починається на всіх осях одночасно і  $F_{к.з}$  можна визначити за (6.24), підставивши  $P$  замість  $P_0$ . Вертикальні навантаження на осі неоднакові. Наприклад, за рис. 6.10в, у  $P_1 < P_2$  через момент, створюваний силою  $W_D$ . Неоднакові і сили тяги осей, оскільки неоднакові механічні характеристики двигунів і радіуси коліс, тому при індивідуальному приводі осей зрив зчеплення завжди починається на одній осі (що лімітує), решта осей не реалізує своєї максимальної сили тяги по зчепленню і в (6.24) слід підставляти не  $\psi_0$ , а меншу величину  $\psi$ :

$$F_{к.з} = P\psi, \quad (6.28)$$

83 де

$$\psi = \frac{F_{к.з}}{P}, \quad (6.29)$$

$\psi$  – коефіцієнт зчеплення локомотива, тобто відношення максимальної сили тяги локомотива в момент початку проковзування однієї з осей до його ваги.

Значення коефіцієнта зчеплення локомотива  $\psi$  залежить не лише від коефіцієнта тертя (властивостей поверхні тертя), а й від нерівномірності тиску на осі та моментів двигунів за часом, нерівномірності розподілу ваги за осями, нерівності сил тяги осей, тобто від конструкції локомотива і швидкості його руху. Визначається експериментально.

Для локомотива в загальному випадку максимальна сила тяги по зчепленню

$$F_{к.з} = P_{зч} \cdot \psi, \quad (6.30)$$

де  $P_{зч}$  – зчїпна вага локомотива, тобто вага, що припадає на ведучі осі, Н;

$$\psi = \frac{F_{к.з}}{P_{зч}} \text{ — коефіцієнт зчеплення.} \quad (6.31)$$

### 6.8. Коефіцієнт зчеплення

Коефіцієнт зчеплення  $\psi$  визначають за (6.31) дослідним шляхом – виміром  $F_{к.з}$  (у момент початку зриву зчеплення однієї з осей).

На рис. 6.10г) зображено графік  $\frac{F_{ок}}{P_o}$  для колісної пари як функція відносної швидкості проковзування (відношення швидкості ковзання колеса  $v_{ск}$  до швидкості руху  $v$ ). Виявляється, передача  $F_{ок}$  (навіть малої величини) неминуче викликає ковзання. В інтервалі  $OD$  трапляється неповне ковзання (псевдоковзання), тобто пружне ковзання колеса за рахунок зрушення поверхневого шару колеса і рейки. Далі неповне ковзання переходить у повне, явне ковзання (буксування). При  $\psi_0 \approx 0,1$  (точка  $B$ ) поява явного ковзання не призводить до зміни сили тяги. При  $\psi_0 > 0,1$  поява явного ковзання (точка  $A$ ) відповідає максимуму сили тяги: якщо з'явилося буксування, то сила тяги зменшується, і локомотив зупиняється. При  $\psi_0 < 0,1$  (що відповідає звичайно рейкам, укритим рідким вугільним брудом – див. далі) початок буксування (точка  $C$ ) збільшує силу тяги, і локомотив продовжує рухатися з безперервним буксуванням коліс. Бувають випадки, коли шахтні електровози рухаються зі швидкістю ковзання, у кілька разів більшою за швидкість руху.

За розрахунковий коефіцієнт зчеплення локомотива  $\psi$  (6.31) беруть значення, що відповідає кінцю періоду неповного ковзання, тобто для  $v : v \approx 2 - 2,5 \%$  (точки  $A, Y, Z$ ).

#### Значення розрахункового коефіцієнта зчеплення кар'єрних електровозів

Розрахункові умови	При постійному струмі	При змінному струмі
При рушанні з підсипанням піску	0,30	0,34
При рушанні без підсипання піску	0,24	0,28-0,29
При русі з підсипанням піску	0,22	0,26
При русі без підсипання піску	0,20	0,24

#### Значення розрахункового коефіцієнта зчеплення рудникових електровозів (за даними ДГІ)

Стан рейок	$\psi$
<i>Вугільні шахти</i>	
Укриті рідким вугільним та породним брудом.....	0,07-0,08
Вологі, практично чисті.....	0,09
Мокрі, чисті.....	0,12-0,13
Сухі, практично чисті.....	0,17
Посипані піском.....	0,18-0,24
Укриті піском, роздавленим у результаті попередньої поїздки.....	0,14-0,18

	<i>Сланцеві шахти</i>	
Вологі, брудні.....		0,11
	<i>Залізорудні шахти</i>	
Чисті сухі.....		0,21-0,25
Укриті рідким залізорудним брудом.....		0,10-0,23
Посипані піском.....		0,25

85

Примітка. Для режиму гальмування при гальмуванні двигунами значення коефіцієнта зчеплення можна підвищувати на 10 %.

Для підвищення  $\psi$  створюють раціональні конструкції локомотивів, у яких вага і сили тяги рівномірно розподіляються між осями, вертикальне навантаження на осі та моменти мають малу нерівномірність у часі; підсипають пісок під колеса; очищають рейки від бруду промиванням їх водою чи водою з різними домішками та ін.

### 6.9. Реалізація сили гальмування

Гальмівні сили викликаються притисненням гальмівних колодок до коліс, переведенням тягових двигунів у гальмівний режим або застосуванням спеціальних засобів: електромагнітних рейкових гальм, колійних гальм.

#### 6.9.1. Гальмування двигуном.

Якщо до одиночної колісної пари від двигуна прикладений гальмівний момент  $M_{o,z}$  (рис. 6.10д), то дотична сила гальмування колеса

$$B_o = \frac{M_{o,z}}{R} \quad (6.32)$$

і для всього локомотива

86

$$B = \frac{\sum M_{o,z}}{R} \quad (6.33)$$

Максимальна сила гальмування по силі зчеплення коліс з рейками для всього локомотива з (6.30)

$$B = 1000 P_z \psi \quad (6.34)$$

де  $P_z$  – гальмівна вага, кН.

Для основних локомотивів (електровози, тепловози) при гальмуванні двигуном практично застосовується тільки динамічне гальмування, за якого обмеження по машині немає і немає небезпеки юза при гальмуванні (рухи коліс, які заклинилися), тому сила гальмування завжди може бути доведена до межі по зчепленню (6.34).

#### 6.9.2. Гальмування колодками.

Якщо сила притиснення колодки  $K$  (рис. 6.10е), то при допущеннях, аналогічних рис. 6.10а), з умови  $\sum M_o = 0$  одержимо

$$B_o = K \varphi_k, \quad (6.35)$$

87

де  $\varphi_k$  – коефіцієнт тертя колодки об бандаж.

При гальмуванні колодками можливе заклинювання (рух колеса юзом), що допускати не можна: тоді різко падає сила зчеплення коліс з рейками та утворюються лиски на колесах. Зменшення сили зчеплення при юзі спостерігається не лише на чистих, а й на брудних рейках на відміну від режиму тяги, де ковзання по брудних рейках підвищує зчеплення (рис. 6.10г). Розрахункову силу натискання  $K_p$  встановлюють з міркування, щоб не було зриву зчеплення в найгірших умовах: при найменшому коефіцієнті зчеплення колеса з рейкою  $\psi_{\min}$  і при найбільшому коефіцієнті тертя колодок  $\varphi_{k\max}$ :

$$N_o \psi_{\min} \geq K_p \varphi_{k\max}, \quad (6.36)$$

звідки, замінюючи  $N_o$  на  $P_o$  і вважаючи нерівність рівністю, маємо

$$K_p = P_o \frac{\psi_{\min}}{\varphi_{k\max}} = P_o \delta, \quad (6.37)$$

де  $\delta = \frac{K_p}{P_o}$  – коефіцієнт натискання гальмівних колодок.

### 6.9.3. Гальмування магнітними гальмами.

Сила гальмування в цьому випадку дорівнює силі тертя ковзання примагнічених до рейок гальм (полозів)  $P_{\text{магн}}$ , помноженій на коефіцієнт тертя ковзання  $f_{\text{магн}}$

$$B_{\text{магн}} = P_{\text{магн}} f_{\text{магн}}. \quad (6.38)$$

Сила гальмування магнітами (електромагніти, постійні магніти) може бути як самостійною, так і додатковою до розглянутих вище способів гальмування.

## 7. Основи теорії гравітаційного транспорту

### 7.1. Загальні відомості

Гравітаційне (самопливне) транспортування здійснюється шляхом скочування чи сповзання (ковзання) вантажу (рис. 7.1) по похилій площині (грунт, дерев'яні настили, металеві листи, закриті чи відкриті жолоби, труби, гвинтові спуски) або падіння по вертикалі (гезенк, каскадний спуск) під дією сили ваги чи її складової (похилі площини). Кожна з цих форм руху гірничої маси має свої закономірності і картину, що впливають на продуктивність (пропускну здатність), зношення пристроїв, подрібнення вантажу, зависання (утворення пробок).

Позитивні якості: простота, висока продуктивність, відсутність електромеханічного устаткування, можливість використання транспортних виробок для накопичення вантажу (бункеризація), відносна дешевина.

Недоліки: знос транспортних пристроїв та виробок, подрібнення вантажу, залежність роботи від властивостей вантажу, вологості, кліматичних умов.

Застосування. Широко застосовується на шахтах для доставки у вибоях, спускання у схилах, печах, рудоспусках, гезенках та ін. На поверхні, на

збагачувальних фабриках – при передаванні вантажу з верхніх поверхів на нижні, на навантажувальних і перевантажувальних пунктах, для завантаження агрегатів тощо.

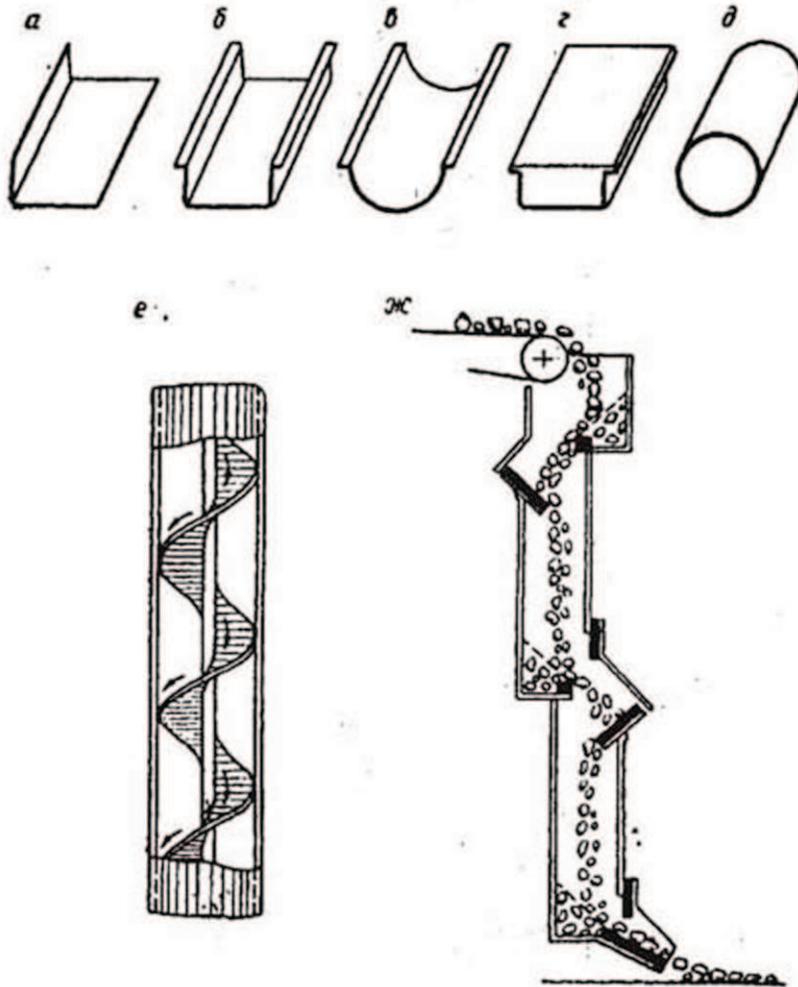


Рис. 7.1. Самопливні пристрої:  
 а – одиобортний лист; б, в – відкриті жолоби; з – закритий жолоб;  
 д – труба; е – гвинтовий спуск; ж – каскадний спуск

## 7.2. Основи теорії

7.2.1. Визначення мінімального кута нахилу площини для транспортування.

Рух здійснюється (рис. 7.2) тільки вниз під дією сили  $T = mg \sin \beta$ . У зворотний бік діє сила тертя  $W = mgf \cos \beta$  та сила інерції  $P_i = ma$ . Рівняння руху:

$$T - W - P_i = 0; T = W + P_i;$$

$$mg \sin \beta = mgf \cos \beta + ma. \quad (7.1)$$

Вважається, що коефіцієнт тертя ковзання  $f$  не залежить від швидкості та ваги вантажу  $mg$ . Тоді для руху з постійною швидкістю (будь-якою за величиною)  $a = 0$  і рівняння руху набере вигляду:

$$mg \sin \beta = mgf \cos \beta \text{ чи } f = \operatorname{tg} \beta. \quad (7.2)$$

Кут  $\beta$ , тангенс якого дорівнює  $f$  (кут тертя), іноді звать кутом рівноваги.

Оскільки, як правило,  $f < f_0$ , де  $f_0$  – повний коефіцієнт тертя спокою (для моменту початку ковзання), теоретично мінімальним кутом нахилу для можливості здійснення транспортування під дією власної ваги вважають такий кут, тангенс якого дорівнює  $f_0$  (можливість початку руху нерухомого вантажу). Це призводить до того, що навіть теоретично ковзання похилою площиною завжди буде прискореним. Для надійного транспортування на практиці найменший кут нахилу площини збільшують на  $5-10^\circ$  проти мінімального (теоретичного). Часто в умовах шахти кути вже задані природними умовами – нахилом шарів, виробок. При цьому вони можуть перевищувати мінімально можливі (аж до  $90^\circ$ ).

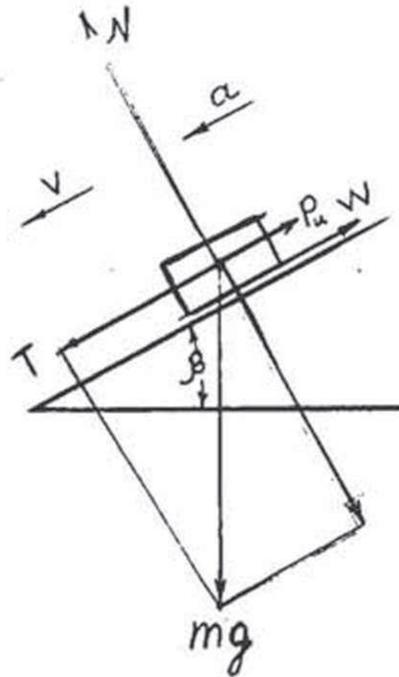


Рис. 7.2. До визначення мінімального кута  $\beta$  нахилу площини до горизонту для самопливного транспорту

Зазначене вище засвідчує, що завжди при транспортуванні під дією сили тяжіння ми маємо прискорений рух гірничої маси. З рівняння руху (7.1) прискорення дорівнює  $a = g(\sin \beta - f_0 \cos \beta)$  чи  $a = g(\operatorname{tg} \beta - f_0)$ . При  $\operatorname{tg} \beta > f_0$ ,  $a > 0$  – рух прискорений, при  $\operatorname{tg} \beta = 0$  – з постійною швидкістю ( $a = 0$ ), при  $\operatorname{tg} \beta < f_0$  – уповільнений ( $a < 0$ ).

7.2.2. Визначення кінцевої швидкості руху тіла похилою площиною під дією сили тяжіння.

Прискорений рух гірничої маси при самопливному транспортуванні приводить до того, що вантаж часто рухається (розганяється) до таких величин

(значень) швидкості, при яких вилітає з жолобів, руйнує кріплення, інтенсивно подрібнюється тощо. Для ліквідації цього небажаного явища вживають різні заходи стосовно зменшення швидкості руху (гасителі швидкості). Частота їх установки визначається залежно від граничної (припустимої) максимальної швидкості. Швидкість можна визначити з розв'язання задачі кінцевої швидкості при заданій початковій та довжині ковзання.

На рис. 7.3 через  $v_n$  і  $v_k$  позначені початкова та кінцева швидкість руху на ділянці завдовжки  $\ell$  з кутом нахилу  $\beta$ . На підставі закону кінетичної енергії запишемо:

$$\frac{mv_k^2}{2} - \frac{mv_n^2}{2} = T\ell - W\ell; \quad \frac{mv_k^2}{2} - \frac{mv_n^2}{2} = \ell(mg \sin \beta - fmg \cos \beta) \quad (7.3)$$

звідки

$$v_k^2 = v_n^2 + 2\ell(g \sin \beta - fg \cos \beta) \quad (7.4)$$

чи

$$v_k = \sqrt{v_n^2 + 2\ell g(\sin \beta - f \cos \beta)}. \quad (7.5)$$

Цю формулу можна записати через проєкції довжини шляху ковзання (рис. 7.3)

$$v_k = \sqrt{v_n^2 + 2g(H - f \cdot \ell_r)}. \quad (7.6)$$

Знаючи величину припустимої швидкості  $v_k$ , коефіцієнт тертя  $f$  та  $v_n$ , можна визначити відстань між гасителями швидкості:

$$\ell = \frac{v_n^2 - v_k^2}{2g(\sin \beta - f \cos \beta)}. \quad (7.7)$$

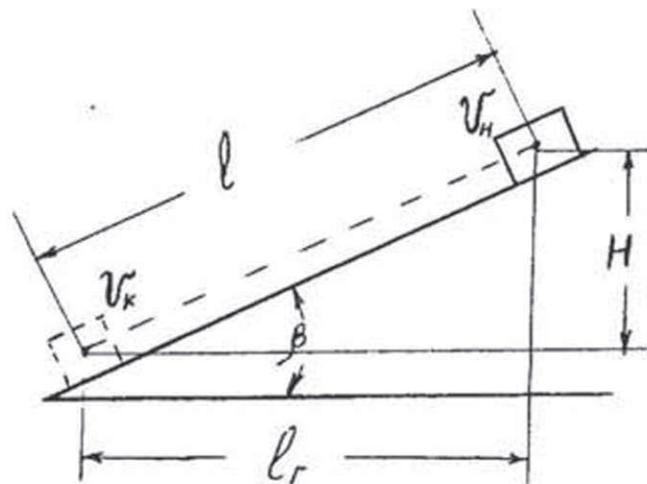


Рис. 7.3. До визначення кінцевої швидкості тіла, що рухається під дією сили тяжіння

### 7.2.3. Продуктивність.

Можна визначати за відомими формулами для транспортних установок безперервної дії ( $Q_T = 3600S_{жс} \psi \rho v$ , т/г). При цьому значення

$\psi = 0,3 - 0,5$  – для закритих жолобів та труб;

$\psi = 0,5 - 0,6$  – для відкритих жолобів;

$\psi = 0,6 - 0,7$  – для вихідних отворів люків.

Труднощі розрахунку полягають у визначенні швидкості руху матеріалу. Оскільки швидкість руху в різних перерізах різна (прискорений рух вантажу), продуктивність варто було б визначати за швидкістю в пункті завантаження, де вона має, як правило, мінімальну величину, проте методів її визначення немає, тому пропускну здатність жолобів беруть за практичними даними.

Швидкість витікання вантажу з отворів люків визначити розрахунком теж не можна, тому її беруть за дослідними даними 0,03-0,3 м/с залежно від крупності кусків та площі отворів. Щоб уникнути заклинювання, найменший розмір випускного отвору повинен бути не меншим трьох розмірів максимального куска вантажу.

Мінімальні кути нахилу та мінімальні розміри жолобів і труб наведені в табл. а) і б).

Таблиця а)

Мінімальні кути нахилу, град

Вугілля по ґрунту	35-38
Вугілля по дерев'яному настилу	30-35
Вугілля по сталевих листах	17-25
Вугілля по емальованих листах	12-14
Вугільний пил по сталевих листах	45
Антрацит по сталевих листах	15-17
Антрацит по емальованих листах	11-13
Руда по ґрунту	53-60
Руда по сталевих листах	35-55

Таблиця б)

Максимальн. розмір кусків переміщув. вантажу	Мінім. ширина жолоба (мінім. діаметр труби)	Мінімальна висота бортів жолоба	
		закри-того	відкри-того
25	200	150	100
40	300	200	150
65	400	250	200
100	500	300	200
150	600	350	250
250	800	450	300
400	1000	600	400

## 8. Розрахунок стрічкового конвеєра

### 8.1. Принципова схема

На рис. 8.1. зображено принципові схеми конвеєрів з верхньою (а) та нижньою (б) робочими (вантажними) гілками.

Принцип дії – переміщення вантажу на стрічці, відносно якої вантаж нерухомий. Нескінченна стрічка приводиться в рух силою тяги, що виникає за рахунок тертя об привідні (один чи два) барабани.

Складові частини (рис. 8.1а, б): 1 – стрічка (тяговий і несучий орган); 2 – верхні і 5 нижні підтримувальні роликоопори; 3 – опорна конструкція (рама, постав) для закріплення роликоопор; 4 – привід (привідна станція); 6 – натяжна станція; 7 – завантажувальний жолоб.

Основне застосування одержали конвеєри за схемою рис. 8.1а – з верхньою робочою гілкою.

#### Класифікація

1) за призначенням – загального призначення, підземні, для відкритих гірничих робіт, спеціальні;

2) за видом несучої вітки – з верхньою, нижньою, з двома (рис. 8.1а, б, в);

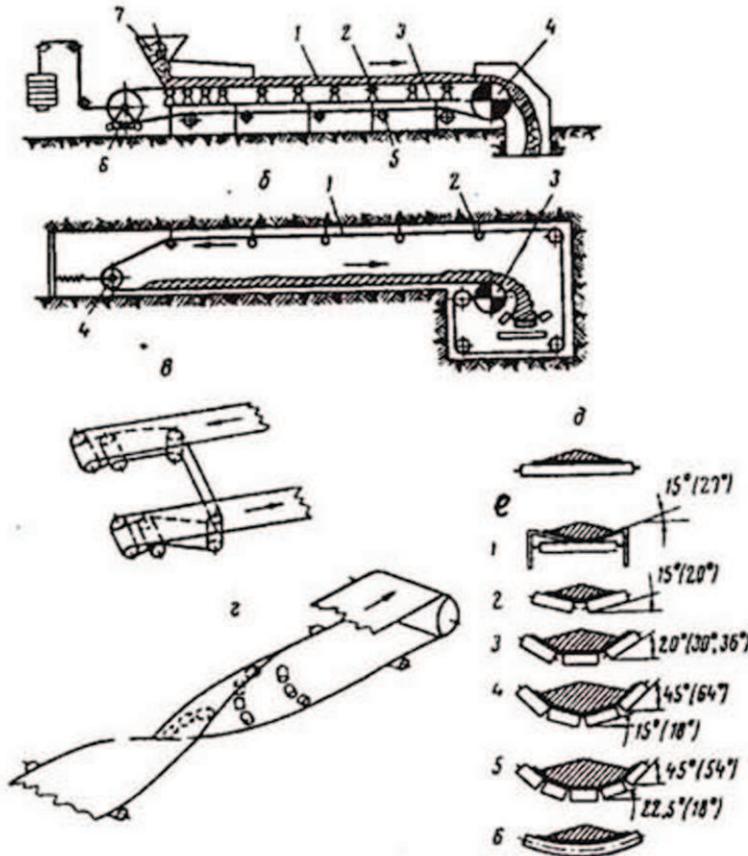


Рис. 8.1. Принципові схеми стрічкових конвеєрів

3) за положенням холостої гілки – з нормальним розташуванням (рис. 8.1а), з поверненим розташуванням (рис. 8.1в);

4) за формою поперечного перерізу вантажної гілки – із плоскою і лоткові (рис. 8.1д, е);

5) за видом траси – прямолінійні, криволінійні (у профілі, у плані).

Граничний кут нахилу 16-22°. Довжина (гранична) залежить від міцності стрічки (300-400 м – тканинні, до 5 км – тросові). Гранична продуктивність – практично будь-яка, що може знадобитися (підземні – понад 1000 т/год, на кар'єрах – десятки тисяч тонн за годину).

Вид траси у плані – прямолінійний, рідко скривлений під великими (сотні метрів) радіусами; у профілі – прямолінійний та криволінійний.

Види вантажів – будь-які насипні вантажі, крім дуже липких, гарячих та надмірно грудкуватих.

Позитивні якості: висока продуктивність; можливість транспортування однією установкою по горизонталі та нахилу (до  $18-22^\circ$ ), велика довжина в одному агрегаті; порівняно зі скребковими – невисока енергоємність, можливість автоматизації.

Недоліки: малий граничний кут транспортування –  $18-22^\circ$ ; неможливість викривлення у плані; дорожняча стрічки та роликів і порівняно малий їх термін служби.

Галузь застосування – скрізь, де необхідно транспортувати сипкі вантажі. З усіх видів конвеєрного транспорту стрічкові конвеєри – найбільш перспективні: широко застосовуються на шахтах, збагачувальних фабриках, в кар'єрах.

93

## 8.2. Приймальна здатність (гранична продуктивність)

Площу струмення вантажу можна підрахувати аналітично, скориставшись кресленнями на рис. 8.2 та 8.1д,е. Для цього відомими повинні бути: ширина стрічки  $B$  і вантажу на ній  $B_1$ , кут укосу в русі  $\varphi$ , розміри роликів  $a$ ,  $b$  (для трироlikової опори), кут нахилу бічних роликів  $\delta$ , коефіцієнт наповнення теоретичного перерізу  $\psi$ .

Поперечний переріз струменя вантажу на стрічці однакової ширини може бути різним (рис. 8.1е). У будь-якому разі теоретична продуктивність конвеєра (приймальна здатність) на підставі наведених раніше формул матиме вигляд:

$$Q_T = C_0 B^2 \rho v, \text{ т/г}, \quad (8.1)$$

де  $B$  – ширина стрічки, м;  $\rho$  – щільність вантажу в насипці,  $\text{т/м}^3$ ;  $v$  – швидкість стрічки, м/с;  $C_0$  – коефіцієнт продуктивності, числове значення якого залежить тільки від форми стрічки та розмірів, що визначають цю форму.

Так, для плоскої стрічки при  $\varphi = 15^\circ$ ,  $\psi = 1$ ,  $B = 1$  м ( $B_1 = 0,9B - 0,05$  м)  $C_0 = 174$ , для лоткової стрічки з тими ж значеннями  $\varphi$  та кутом нахилу бічних роликів  $\delta = 20^\circ$   $C_0 = 325$ , тобто продуктивність жолобчастої стрічки в даному випадку вдвічі більша плоскої, чому, як правило, на конвеєрах для сипких вантажів застосовують жолобчасту стрічку.

Наведене вище значення коефіцієнта  $C_0$  можна значно збільшити (отже, за інших рівних умов збільшити граничну продуктивність), якщо з стрічки шириною  $B$  зробити жолоб максимальної місткості (площі перерізу). Площа  $S_{m.m}$  ( $a$ , виходить, і  $C_0$ ) досягає максимуму при  $a = 0,33B$  і  $\delta = 45 - 60^\circ$ . На жаль, такі  $\delta$  не застосовуються тому, що, по-перше, для спрощення конструкції конвеєра ролик трироlikової опори (найбільш розповсюдженої) беруть

94

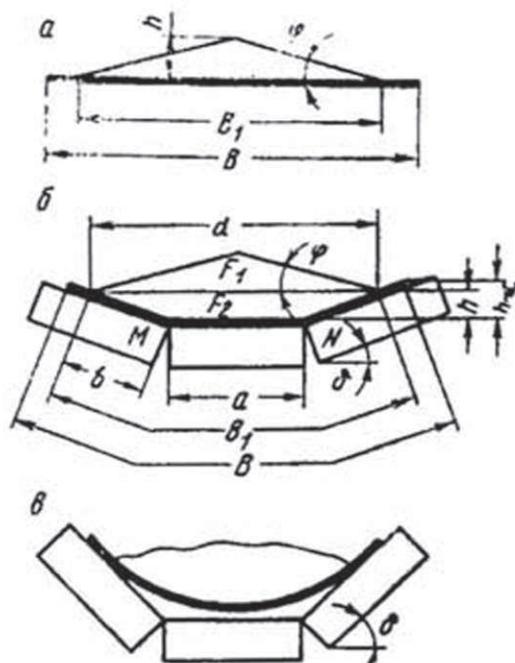


Рис. 8.2. Поперечний переріз стрічки

однакової довжини, що дає  $a = 0,5B$ , і, по-друге, при  $\delta = 45 - 60^\circ$  стрічка не торкається нижнього ролика (рис. 8.2в) або під дією навантаження в місцях перегину інтенсивно ламається вздовж. Нині конвеєри мають  $\delta = 20$  чи  $30^\circ$ . У кожному конкретному випадку коефіцієнт  $C$  можна обчислити, знаючи площу  $S_{m.v}$ , чи теоретичну продуктивність визначити за формулою

$$Q_T = 3600 S_{m.v} \psi \rho v, \text{ т/год.} \quad (8.2)$$

### 8.3. Розрахунок конвеєра

#### 8.3.1. Загальні положення та постановка задачі.

Розрахунок називають перевірним (експлуатаційним), тому що його виконують для застосування вже існуючої машини.

Відомі для розрахунку – умови застосування – шахта, кар'єр і т.ін. та вихідні дані: змінна  $Q_{zm}$  продуктивність, т/зм; тривалість зміни,  $t_{zm}$ ; назва транспортованого вантажу, його грудкуватість та інші параметри, що можуть впливати на роботу конвеєра (вологість, абразивність, утворення пилу); довжина транспортування  $L$ , м; кут нахилу траси  $\beta$ , град; напрямок транспортування – уклон – бремсберг (угору-униз); назва виробки та умови, що впливають на роботу конвеєра (вологість, капіж). Низку величин, що входять до розрахунку і не задані, вибирають самостійно з довідників та інших літературних джерел (наприклад коефіцієнти, опору руху  $w$ , тертя  $f$ , запасу міцності  $m$ , машинного часу  $k_m$ , нерівномірності вантажопотоку  $k$ ). Оскільки розрахунки конвеєрів для уклону і бремсбергів трохи відрізняються, детально

викладається розрахунок уклонного конвеєра в найбільш короткій постановці цілей. Для бремсбергового конвеєра розглянуті лише відмітні риси.

**Мета розрахунку:** вибір конвеєра (з довідників); визначення кількості конвеєрів для заданої довжини транспортування; розрахунок стрічки на міцність та формулювання пропозицій щодо її застосування і вибору; розрахунок потужності приводу одного конвеєра і рекомендації стосовно його застосування (зіставлення з потужністю вибраного конвеєра); визначення зусилля в натяжній станції.

### 8.3.2. Розрахунок уклонного конвеєра.

#### 1. Визначення розрахункового вантажопотоку

$$Q_p = \frac{Q_{зм} k}{t_{зм} k_m}, \text{ т/г.} \quad (8.3)$$

У розрахунках рекомендують  $k = 2$  у дільничних і  $k = 1,5$  – у капітальних виробках;  $k = 1,25$  – при наявності проміжних місткостей;  $k_m = 0,7 - 0,9$  (менші – у шахтах, великі – на кар'єрах). Вірніше значення  $k$  можна визначити, якщо відома продуктивність комбайну. Тоді  $Q_p = Q_{комб.}$

2. Теоретична (технічна) продуктивність конвеєра  $Q_T$  береться рівною розрахунковому вантажопотоку

$$Q_T = Q_p. \quad (8.4)$$

3. Визначення мінімальної ширини стрічки щодо грудкуватості виконується за двома умовами:

97

#### 3.1. Умова розміщення на стрічці завширшки $B_{\min}$ кусків:

$$\text{для сортованого вантажу } B_{\min} = 3,3a_{\text{ср}} + 0,2, \text{ м;} \quad (8.5)$$

$$\text{для рядових вантажів } B_{\min} = 2a_{\text{макс}} + 0,2, \text{ м;} \quad (8.6)$$

де  $a_{\text{ср}}$  і  $a_{\text{макс}}$  – характерні розміри куска, м.

#### 3.2. Рекомендації досвіду застосування конвеєрів у вугільних шахтах:

$$B_{\min} = 800 \text{ мм для дільничних виробок;}$$

$$B_{\min} = 1000 \text{ мм для капітальних виробок.}$$

З двох відповідей більше значення  $B$  вважають мінімально допуским.

Мінімальну ширину стрічки за продуктивністю не розраховують, бо вибір конвеєра (див. п. 4) відбувається за умови забезпечення  $Q_T$  (з характеристики конвеєра).

4. Вибір конвеєра. Здійснюється за продуктивністю з характеристики наявного устаткування (вибирають марку конвеєра для заданої продуктивності виробки та умов застосування). При цьому паспортна продуктивність  $Q_{\text{п}}$ , що зазначена в характеристиці, не повинна бути меншою технічної (теоретичної)  $Q_{\text{п}} \geq Q_T$ . Ширина стрічки  $B$  вибраного конвеєра не повинна бути менш обчисленої у п. 3. Якщо ця умова не дотримується, беруть інший конвеєр з більшою шириною стрічки (за грудкуватістю) чи вживають заходи для дроблення транспортного вантажу.

98

98

Для вибраного конвеєра з характеристики, довідників та окремих обчислень установлюють величини, необхідні для тягового розрахунку: число приводних барабанів і вид зв'язку між ними в приводі (з жорстким зв'язком, тандем-привід та ін.), кути обхвату стрічкою кожного барабана  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ , види футерівки і значення коефіцієнта тертя (зчеплення)  $f$ , кількість двигунів та їх потужність на кожному барабані, тип стрічки та її повну характеристику ( $B, q, \sigma_{вр}$  чи  $P_{розр}$  та ін.); характеристику верхніх і нижніх роликів ( $q'_p, q''_p$ ) та відстань між ними, тип натяжної станції.

5. Підготовка вихідних даних для розрахунку.

5.1. Роликоопори. Якщо відома (чи обчислена окремо) маса обертових частин верхніх  $m'_p$  та нижніх  $m''_p$  роликоопор і відповідно відстань між ними,  $l'_p, l''_p$ , погонні (лінійні) маси рівні:

$$q'_p = \frac{m'_p}{l'_p}, \text{ кг/м}; \quad q''_p = \frac{m''_p}{l''_p}, \text{ кг/м}. \quad (8.7)$$

5.2. Стрічка. Якщо значення  $q_c$  не задане в її характеристиці, його можна обчислити за формулою (для тканинних стрічок)

$$q_c = B\delta 1,1, \text{ кг/м}, \quad (8.8)$$

99

де  $B$  – ширина, м;  $\delta$  – товщина, мм;  $1,1 \text{ т/м}^3$  – щільність готової стрічки. Лінійна маса тросової стрічки наближено може бути обчислена як сума складових  $q_c = q_{сг} + q_{см}$ , де маса гуми (с.г.) і маса металу (с.м.) обчислюється окремо аналогічно тканинній стрічці. Щільність сталі –  $7,8 \text{ т/м}^3$ , гуми в готовій стрічці –  $1,1 \text{ т/м}^3$ .

5.3. Вантаж.

$$q = q_{вант} = \frac{Q_T}{3,6v}, \text{ кг/м}, \quad (8.9)$$

де  $v$  – швидкість з характеристики конвеєра, м/с.

5.4. Накреслювання схеми конвеєра (незалежно від довжини схема накреслюється для одного конвеєра на всю довжину). На рис. 8.3 показані три найбільш характерні траси: а – прямолінійна, б – криволінійна і в – ламана в профілі). Дві криволінійні схеми б зводяться для розрахунку до схеми а. Привід виділяється окремим жирним знаком чи  $\oplus$  незалежно від кількості барабанів у дійсному приводі. Стрічка зображується однією лінією з напрямком її руху. Характерні зміни траєкторії стрічки (на схемі – точки) нумеруються по її ходу, починаючи з точки збігання з приводу – точки 1. У розрахунках звичайно вживають вираз «натяг у точці...», що розуміється як натяг, що припадає на весь переріз.

100

6. Визначення сили тяги на переміщення гілок (рис. 8.3а):  
нижньої (холостої, порожньої)

$$F_{нор} = F_{2-1} = Lq_c g (c_2 w \cos \beta - \sin \beta) + c_2 q''_p g w, \text{ Н}; \quad (8.8)$$

верхньої (навантаженої)

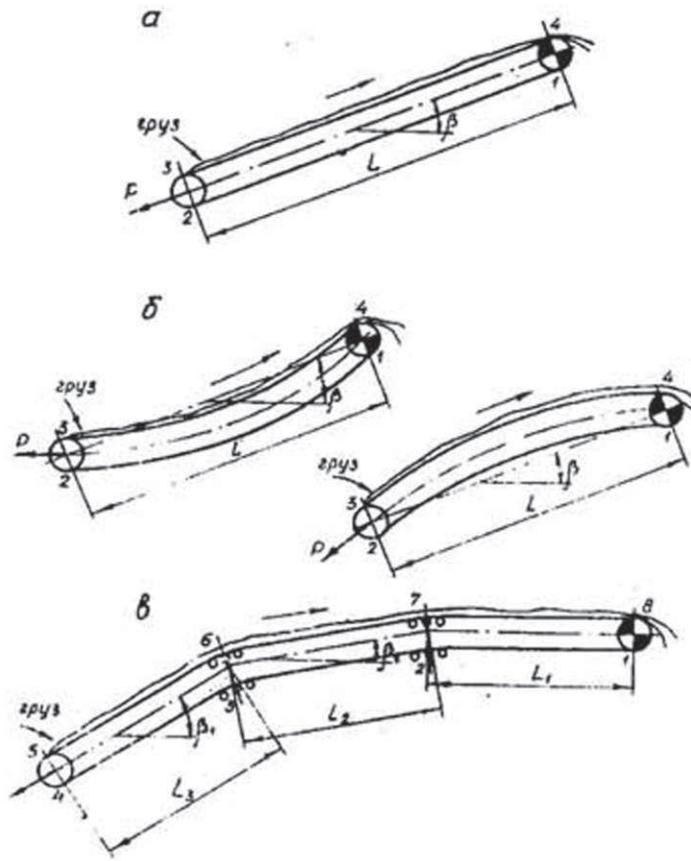


Рис. 8.3. Схеми до розрахунку похилих конвеєрів

$$F_{\text{вант}} = F_{4-3} = Lg(q_{\text{вант}} + q_c)(c_2 w \cos \beta + \sin \beta) + c_2 Lq'_p g w, \text{ Н.} \quad (8.9)$$

Тут  $c_2$  – коефіцієнт, що враховує місцеві опори руху (пункт завантаження, розвантаження, очищення, обертання ведених барабанів та ін.). Із збільшенням довжини конвеєра вплив цих опорів зменшується, тому він набуває значення  $c_2 = 9$  з довжиною 3 м,  $c_2 = 2,2$  при  $L = 50$  м,  $c_2 = 1,2$  при  $L = 480$  та  $c_2 = 1,1$  при  $L = 850$  м і більше;  $w$  – коефіцієнт опору руху гілок (приймається однаковим для обох гілок). Його значення залежить від умов роботи:

Умови роботи:	$w$
Сухе опалюване приміщення без пилу	0,02
Опалюване приміщення, невелика кількість абразивного пилу	0,025
Пересувні конвеєри на поверхні	0,03
Неопалюване приміщення з підвищеною вологістю та абразивним пилом	0,04
Дуже пильна атмосфера, важкі умови роботи	0,04-0,06
Кар'єри з добрим станом опор	0,02-0,027

Кар'єри із забрудненими підшипниками	0,023-0,027
Підземні конвеєри вугільних шахт	0,06-0,08
Підземні конвеєри марганцевих шахт	0,08-0,10

7. Визначення тягового зусилля (колового) на привідному (привідних) барабані (барабанах)

$$F_{бар} = F_o = F_{нб} - F_{зδ} = F_4 - F_3 = F_{2-1} + F_{4-3} = F_{пор} + F_{вант}. \quad (8.10)$$

8. Визначення початкового натягу стрічки:

8.1. За умовами зчеплення на приводі (за умови відсутності пробуксовки) для однобарабанного приводу:

$$F_{1min} = F_{зч.мін} = F_{зб.мін} = \frac{F_0 k_m}{e^{f\alpha} - 1}, \text{ Н}, \quad (8.11)$$

для двобарабанного приводу з жорстким кінематичним зв'язком:

$$F_{1min} = F_{зч.мін} = F_{зб.мін} = \frac{F_0 k_m}{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1}, \quad (8.12)$$

для тандем-приводу – за умовами відсутності пробуксовки на другому барабані:

$$F_{1min} = F_{зч.мін} = F_{зб.мін} = \frac{F_0 \delta_{II} k_m}{e^{f\alpha_2} - 1}, \quad (8.13)$$

де:  $k_m = 1,2 \div 1,4$  – коефіцієнт запасу тягової здатності приводу;  $f$  – коефіцієнт тертя (зчеплення) стрічки та барабана;  $\alpha, \alpha_1, \alpha_2$  – кути обхвату стрічкою барабанів;

$$\delta_{II} = \frac{F_{0II}}{F_0} \quad (8.14)$$

частка тягового зусилля другого (по ходу) барабана в загальному тяговому зусиллі всього приводу. Визначається як частка потужності другого барабана в сумарній потужності всіх двигунів приводу  $\delta_{II} = \frac{N_{II}}{N_I + N_{II}}$ .

Тут  $N_I$  і  $N_{II}$  – установлені потужності двигунів першого та другого барабанів тандем-приводу (беруться з характеристики приводу вибраного конвеєра). Значення  $f$  береться з спеціальних довідників залежно від умов роботи та наявності футерівки.

8.2. За умовою обмеження провисання стрічки на навантаженій гілці (при повсюдному її розтяганні) для похилого і горизонтального конвеєра  $F_{мін} = F_{3мін} = (3000 - 4000)B$ , Н, де  $B$  – ширина стрічки в метрах.

9. Побудова діаграми натягу стрічки (викладено раніше). На рис. 8.4а зображено можливі види діаграми горизонтального та уклонного конвеєрів. Так, залежно від величини та знака  $F_{2-1} = F_{хол} = F_{пор}$  і величини  $F_{4-3} = F$  діаграма матиме один з варіантів від  $ABC$  до  $A', B', C'$ .

Для визначення величини натягу потрібно знайти положення осі відліку (осі абсцис), пам'ятаючи, що початковий натяг стрічки повинен задовольняти

дві умови (вимоги) – зчеплення і повсюдний розтяг. На діаграмі натягів – положення обох осей і за вісь абсцис береться нижня, яка відповідає натягу, що задовольняє ці умови. При розрахунках горизонтальних і уклонних конвеєрів (тяговий режим роботи) завжди значення  $F_{зб.мін} = F_{1мін}$  відкладається від точки  $A$  вниз (рис. 8.4б) по лінії 1, а  $F_{мін} = F_{3мін}$  – від точки 3. Нижня з них береться за вісь відліку (вісь  $x$ ). У такому разі позитивними будуть усі значення  $F$  угору від осі абсцис (рис. 8.4б).

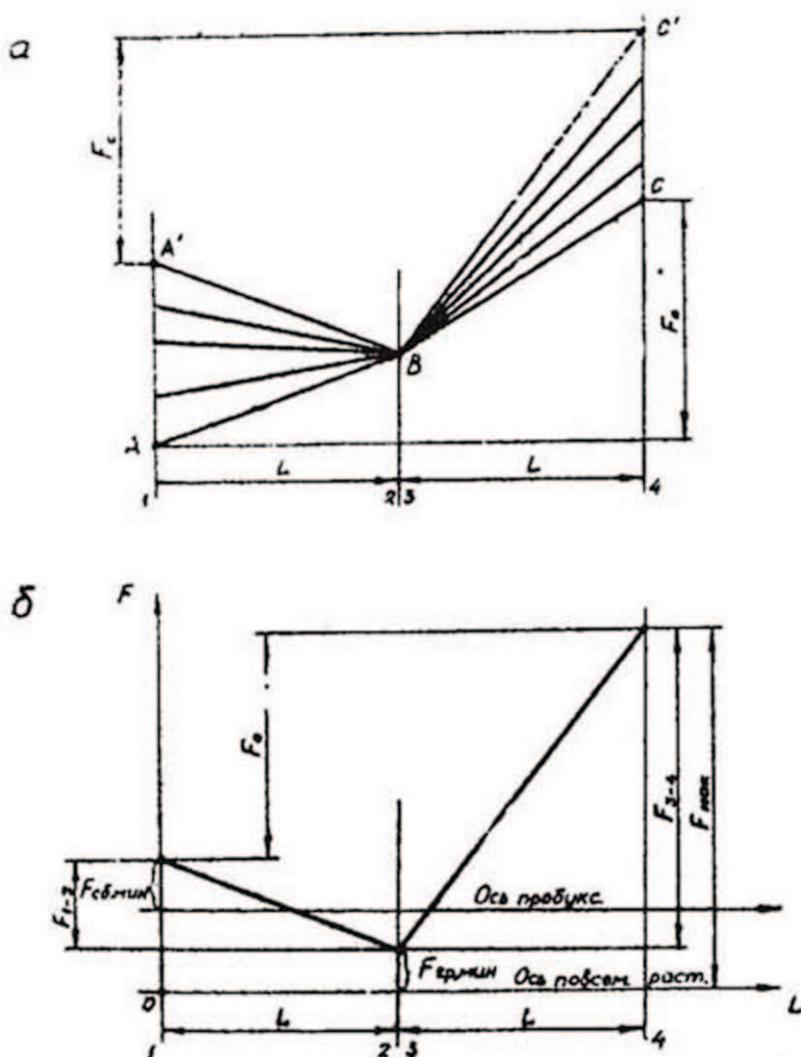


Рис. 8.4. Види діаграм натягу стрічки горизонтальних та похилих конвеєрів

10. З діаграми, побудованої, як вище відзначалося, у припущенні – один конвеєр на всю довжину  $L$ , – визначається максимальний натяг  $F_{макс}$  стрічки цього конвеєра.

11. Визначення руйнівного натягу стрічки (розривного натягу).

11.1. Для гумотканинної стрічки

$$F_{розр} = 1000Vi\sigma_{тк}, \text{ Н}, \quad (8.15)$$

де  $B$  – ширина стрічки, м;  $i$  – число прокладок у стрічці;  $\sigma_{тк}$  – тимчасовий опір (на розрив) однієї прокладки завширшки 1 мм, Н/мм.

11.2. Для тросової стрічки

$$F_{розр} = 1000B\sigma_{тп}, \text{ Н}, \quad (8.16)$$

де  $B$  – ширина стрічки, м;  $\sigma_{тп}$  – тимчасовий опір на розрив тросової стрічки завширшки 1 мм, Н/мм.

12. Кількість конвеєрів на задану довжину транспортування

$$n = \frac{F_{макс} m}{F_{розр}}, \text{ шт}, \quad (8.17)$$

де  $m$  – запас міцності; для тросових стрічок  $m = 6 \div 8$ , для гумотканинних  $m = 8 - 10$ . Якщо  $n \leq 1$ , то встановлюють один конвеєр на всю довжину  $L$ , а якщо  $n > 1$ , його значення округляють до цілого, більшого числа (щоб усі конвеєри були однакової довжини) і це  $n_{конв}$  є тим числом конвеєрів, яке слід

установити на довжині  $L$ . Кожен з конвеєрів має довжину  $\ell = \frac{L}{n_{конв}}$ .

13. Сила тяги гілок одного конвеєра довжиною  $\ell$ :

13.1. Навантаженої гілки

$$F'_{4-3} = F'_{вант} = \frac{F_{4-3}}{n_{конв}}. \quad (8.18)$$

13.2. Порожньої гілки

$$F'_{2-1} = F'_{пор} = F'_{хол} = \frac{F_{2-1}}{n_{конв}}. \quad (8.19)$$

14. Тягове зусилля (обводове) на ободі привідного барабана (барабанів) одного конвеєра

$$F'_{бар} = F'_0 = F'_{нб-зб} = F'_{4-1} = F'_{2-1} + F'_{4-3} = \frac{F_0}{n_{конв}}. \quad (8.20)$$

15. Мінімальні натяги стрічки для одного конвеєра:

15.1. За умовою зчеплення стрічки на приводі – аналогічно п. 8.1

$$F'_{зб.мін} = \frac{F_{зб.мін}}{n_{конв}}.$$

15.2. За умовою обмеження прогину на навантаженій гілці (умовою повсюдного розтягання – аналогічно п. 8.2). Натяг  $F'_{мін}$  залишається постійним незалежно від довжини конвеєра.

16. Для одного конвеєра будується діаграма натягів стрічки аналогічно зазначеному в п. 9 і визначається її максимальний натяг  $F'_{макс}$ .

17. Розрахунковий запас міцності стрічки

$$m' = \frac{F_{розр}}{F'_{макс}} \quad (8.21)$$

Якщо значення  $m'$  виходить менше зазначених у п. 12 нормативних значень, число  $n_{конв}$  на одну одиницю збільшують. При цьому зменшиться довжина одного конвеєра  $\ell'$  і розрахунок, починаючи з п. 13, повторюють.

18. Потужність двигуна (двигунів) приводу одного конвеєра

$$N'_{розр} = \frac{F'_{бар} v_{ном} k_{реж}}{1000\eta}, \quad \text{кВт}, \quad (8.22)$$

де  $v_{ном}$  – швидкість стрічки за характеристикою конвеєра, м/с;  $k_{реж}$  – коефіцієнт режиму, що враховує нерівномірність розподілу потужності двигунів у багатопривідних конвеєрах;  $k_{реж} = 1$  при однодвигунових і  $K = 1, 1...1, 2$  – при приводах з більшим числом двигунів;  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії передачі;  $\eta = 0,87...0,92$ . Отримане розрахункове значення  $N'_{розр}$  не повинне бути більшим установленої потужності (за характеристикою конвеєра)  $N_{уст}$ . Якщо  $N'_{розр} \gg N_{уст}$ , то збільшують число конвеєрів і знову уточнюють розрахунки вже для більш короткого конвеєра. Якщо  $N'_{розр} \ll N_{уст}$  – вирішується питання доцільності і можливості установки двигунів меншої потужності.

19. Зусилля на барабані натяжної станції загалом дорівнює приблизно двом натягам стрічки в тому місці, де натяжний барабан установлений. Якщо натяжний барабан установлений у кінці конвеєра, то за схемою рис. 8.3а  $P' = F'_2 + F'_3 \approx 2F'_2$ , Н.

Величину  $P'$  беруть за основу при рішенні питання про можливість створення натягу стрічки ( $F'_2$ ) існуючим натяжним пристроєм, а також при виборі способу її закріплення в місці монтажу (фундаменти, анкери, закріплення у виробці розпирками, клинами та ін.).

### 8.3.3. Відмітні риси розрахунку бремсбергових конвеєрів.

Основна відзнака розрахунку бремсбергового конвеєра від уклонного полягає в тім, що часто два розрахунки роблять одночасно: для роботи під навантаженням з розрахунковою продуктивністю  $Q_p$  та для роботи вхолосту. Це необхідно тому, що бремсбергові конвеєри залежно від комбінації таких величин, як  $\beta$ ,  $w'$ ,  $q$ ,  $q'_p$ ,  $q''_p$  під час роботи змінюють режим (з тягового на гальмовий і навпаки).

При роботі вхолосту режим завжди буде тяговим, а під навантаженням (залежно від кута нахилу конвеєра) може бути і тяговим, і гальмовим. Крім того, характерна риса розрахунку бремсбергових конвеєрів порівняно з уклонними – доцільність установки привідних станцій або на початку транспортування (угорі), або наприкінці (унизу). У першому випадку, при

досить великих кутах нахилу, автоматично, за рахунок поздовжньої складової ваги вантажу та стрічки, як правило, завжди забезпечується необхідний для запобігання пробуксовки стрічки на приводі її натяг, але погіршуються умови електропостачання і виконання ремонтних робіт на приводі. У другому випадку необхідно висувати спеціальних заходів для забезпечення міцності та закріплення натяжної станції, а також забезпечення її справної роботи щодо підтягання стрічки під час її залишкового подовження.

На рис. 8.5 наведені схеми конвеєрів при транспортуванні по бремсбергу (привід унизу і вгору).

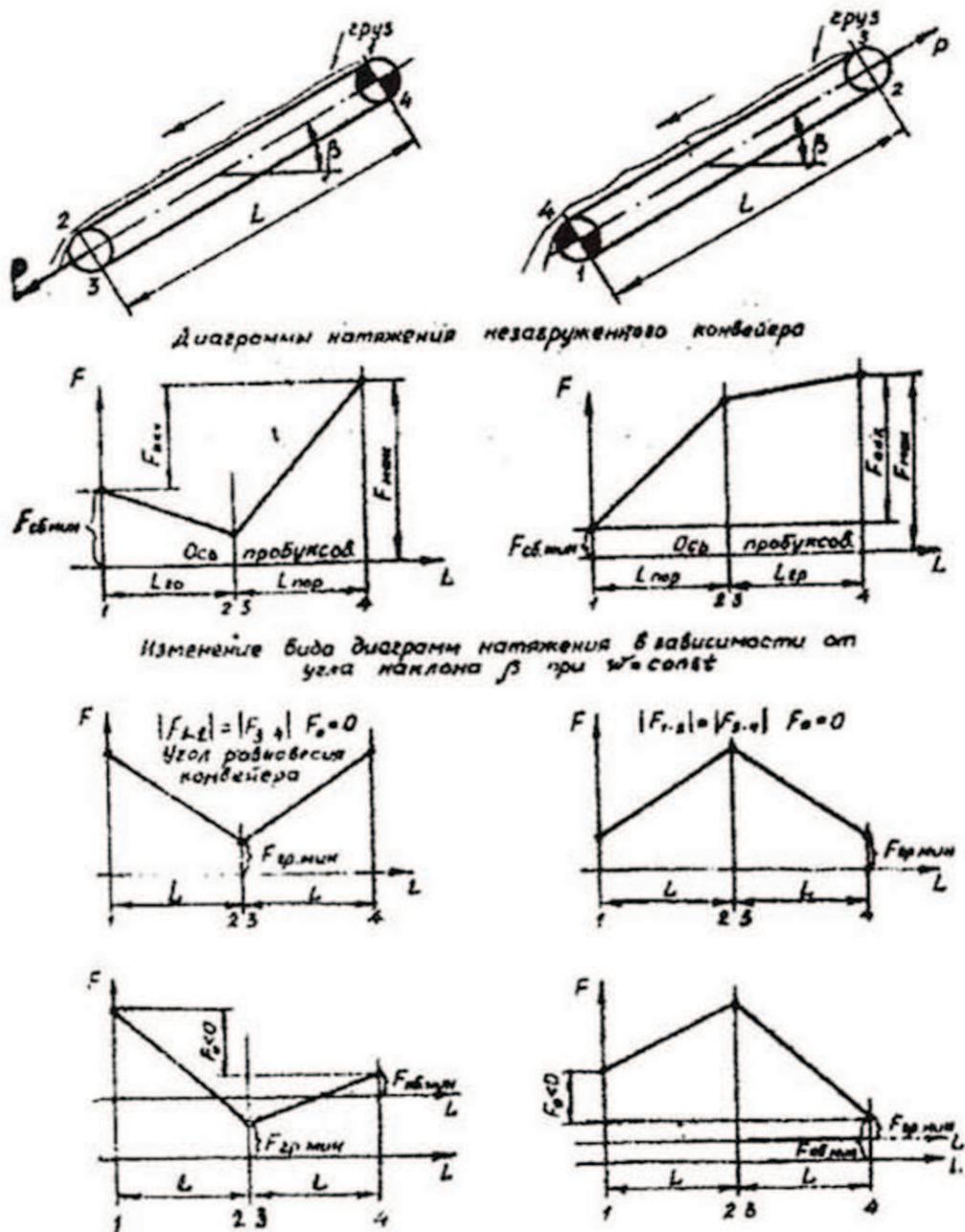


Рис. 8.5. Види діаграм натягу стрічки бремсбергових конвеєрів

Усі розрахунки виконуються за формулами, аналогічними розрахунку уклонного конвеєра з урахуванням таких змін:

- змінюються знаки у формулах для визначення  $F_{пор.}$  і  $F_{важк.}$  біля  $\sin \beta$ ;
- тягове зусилля при роботі вхолосту завжди  $\oplus$ , а під навантаженням може бути і  $\ominus$ . В останньому випадку за умовою пробуксовки краще

$$\text{визначати } F_{нб.мін} = \frac{|F_0| k_T}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_{нб.мін} = \frac{|F_0| k_T}{e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} - 1},$$

$$F_{нб.мін} = \frac{|F_0| \delta_{II} k_T}{e^{f\alpha_2} - 1}, \quad (8.23)$$

а не  $F_{зб.мін}$  (як при тяговому режимі) і на діаграмі натягу відкладати отримане значення  $F_{нб}$  вниз для визначення осі з пробуксовки;

- при розрахунку потужності коефіцієнт корисної дії  $\eta$  ставиться зі знаменника в чисельник.

## 9. Розрахунок планування шахтних рейкових шляхів

### 9.1. Загальні відомості

Плануванням звать проектування осі колії в плані. Вісь колії при цьому зображують однією лінією (штрихпунктирною чи краще – суцільною).

Після накресленої осі в плані (довжини у масштабі) наносяться стінки виробки, щоб її габарити в поперечному перерізі не були меншими припустимих за умовами безпеки (проміжки між кріпленням і рухомим составом). Таке креслення звать планом гірничих виробок (наприклад приствольного двору і т.ін.). Завдання планування, таким чином – розрахунок розмірів рейкових шляхів у плані.

Будь-яка схема шляхів являє собою комбінацію прямолінійних та криволінійних ділянок, а також вузлів сполучень (з'єднань шляхів). Прямолінійні шляхи не розраховують: зображується пряма лінія із зазначенням довжини відрізка (до сполучення з кривою).

Шахтні рейкові шляхи на криволінійних ділянках мають кругову криву, що примикає безпосередньо до прямої (без перехідних кривих, як, наприклад, у залізничному транспорті на поверхні). Одна з головних вимог – забезпечення мінімальних можливих габаритів вузлів з'єднання шахтного рейкового шляху.

До початку розрахунку планування приймаються рішення про радіус криволінійних ділянок  $R$  (мінімальний радіус з технічних обмежень або оптимальний з економічних міркувань), а також про величину «відводу»  $x$ .

Часто криволінійні ділянки шляху мають більшу ширину колії, ніж прямолінійні, на величину  $\Delta S_p$  (рис. 9.1а) (щоб уникнути затиснення реборд коліс), а також перевищення зовнішньої рейки над внутрішнім  $\Delta h$  (рис. 9.1б) (щоб уникнути перекидання екіпажа в зовнішній бік).

Значення цих величин для шахтних шляхів і рухомого состава звичайно не перевищують  $\Delta s_p = 25$  мм,  $\Delta h = 40$  мм. Підвищення рейки та розширення колії мають постійну величину на всій довжині кривої, тому їх починають на відстані  $x$  до початку кривої (зветься «відвід підвищення» чи «відвід розширення»). Звичайно  $x = (100 \dots 300) \Delta h$ , мн. Таку ж довжину відводу приймають і для розширення колії. Частіше довжина «відводу» приймається  $d \geq x$  залежно від довжини наявних відрізків рейок.

107

Для шахтних рейкових шляхів, якими переміщаються двохосьові екіпажі (вагонетки, електровози), мінімальний радіус кривої не менше  $(7 \dots 10) S_6$ , де  $S_6$  – максимальна жорстка база екіпажа (рис. 9.1а). Ці значення  $R_{\min}$  використовують також при виборі стрілкових переводів: радіус стріл кривої вибраного переводу не повинен бути меншим  $R_{\min}$ .

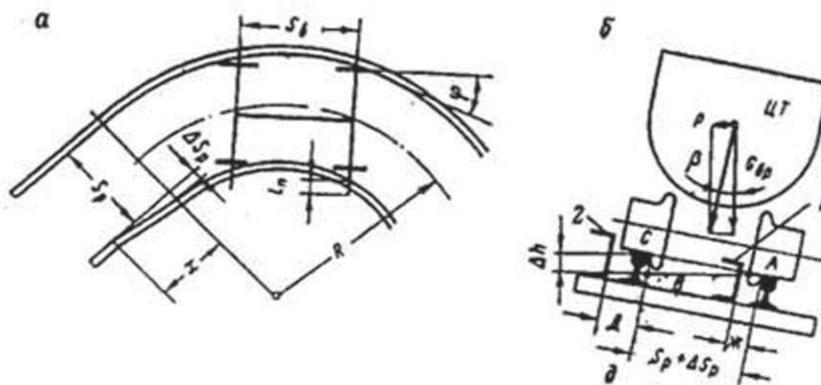


Рис. 9.1. Заокруглення рейкового шляху: а – уписування візка в колію; б – підвищення зовнішньої рейки на кривій

## 9.2. Порядок розрахунку планування

### 9.2.1. Заокруглення (поворот шляху на кут $\alpha$ ).

Дано: кут  $\alpha$ ; максимальна жорстка база рухомого состава  $S_6$ .

Спланувати заокруглення (рис. 9.2).

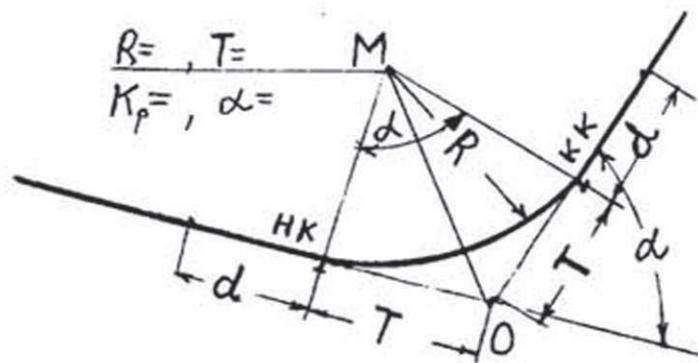
108

1. Накреслюється (від руки) заокруглення, де криволінійна ділянка радіусом  $R$  замінюється (для розрахунку) двома тангенсами  $T$  кривої. Тут тангенсом кривої зуть відрізок дотичної, проведеної з початку кривої  $пк$  до перетину з дотичною, проведеною з кінця кривої  $кк$ .

2. За відомою жорсткою базою визначається  $R = (7 \dots 10) S_6$ .

3. Вибирається (розраховується) довжина «відводу» підвищення зовнішньої рейки  $d \geq x$ .

4. З  $\triangle OМ A$  визначається довжина тангенса кривої  $T = R \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ .



108

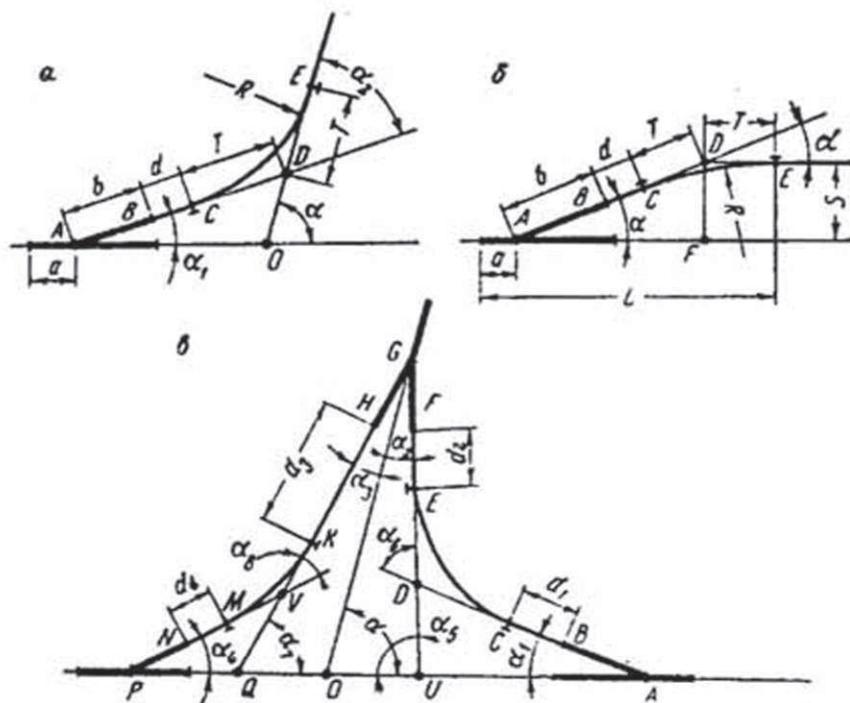
Рис. 9.2. Поворот шляху на кут  $\alpha$  (заокруглення)

5. Установлюється довжина кривої  $K_p = \frac{2\pi R\alpha}{360^\circ} = \frac{\pi R\alpha}{180^\circ}$ .

6. Після розрахунку виконується креслення в масштабі та паралельно перевіряється правильність розрахунку. На кресленні позначаються параметри кривої:  $R, T, k_p, \alpha$ . Один з варіантів зображення параметрів – на горизонтальній лінії, проведеної через точку  $M$ .

9.2.2. Звичайне примикання (відгалуження шляху під кутом  $\alpha$ ).

Дано: кут  $\alpha$  (рис. 9.3а), максимальна жорстка база состава  $S_6$ . Виконати планування.



109

Рис. 9.3. Типові з'єднання одноколіїних шляхів:  
а – звичайне примикання; б – кінцеве з'єднання з згином одного шляху;  
в – стрілковий трикутник

1. Накреслюється вузол (рис. 9.3а) з усіма елементами (тангенси  $T$ , кути  $\alpha$  і  $\alpha_1$ , трикутник  $AOД$ , початок  $C$  та кінець  $E$  кривої).

2. Визначається радіус кривої  $R = (7...10)S_6$ .

3. З довідників вибирається однобічний лівий стрілковий перевід (стають відомими його розміри  $a$ ,  $b$ , кут  $\alpha_1$ ).

4. Найпростіший варіант розрахунку – розрахунок відгалуження шляху вбік (поворот шляху) під кутом  $\alpha - \alpha_1$  (під кутом  $\alpha_2$ ) з приєднанням у точці  $B$  вибраного стрілкового переведу. Розрахунок аналогічний п. 9.3.1. При цьому

$$T = R \operatorname{tg} \frac{\alpha - \alpha_1}{2} = R \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}.$$

9.3.3. Кінцеве з'єднання з вигином одного шляху (з однобічним стрілковим переведом, рис. 9.3б).

Виконується, як правило, в одній виробці (двоколійна переходить в одноколійну) і залежно від швидкості руху з вставкою  $d$  чи без неї.

Дано: максимальна жорстка база  $S_6$ , відстань між осями колій  $S$  (міжколійя). Виконати планування.

1. За  $S_6$  визначається радіус  $R$ .

2. За  $R$  вибирається стрілковий перевід (стають відомими  $a$ ,  $b$ ,  $\alpha$ ).

3. Установлюється мінімальне значення  $T = R \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ .

4. Визначається  $AD = \frac{S}{\sin \alpha}$ .

5. Знаходиться  $d = AD - b - T$ . При  $d < 0$  з'єднання виконується без  $d$  і  $R_1$  кривої. Якщо  $AD < (b + T)$ , вибирається інший перевід з меншим  $\alpha$ . У протилежному разі з'єднання радіусом  $R$  виконати неможливо.

9.3.4. Стрілковий трикутник (рис. 9.3в).

Як правило, обов'язковий вузол сполучення виробок у приствольних дворах. При  $\alpha = 90^\circ$  трикутник зветься симетричним, при  $\alpha \neq 90^\circ$  – несиметричним (права та ліва сторони мають різні розміри елементів з'єднань). Найбільш часта вимога до планування – його компактність (забезпечення найменших розмірів  $PA$  і  $OG$ ). Загальний випадок для розрахунку несиметричний трикутник. У нього сторона, що лежить проти гострого кута  $\alpha$ , потребує більшого розміру  $OG$ , ніж друга сторона при виконанні вимог максимальної компактності. Тому ув'язування досягається збільшенням розміром прямолінійної ділянки  $d_3$ .

Розрахунок планування починається з сторони, яка вимагає більшого розміру  $OG$ , тобто з сторони гострого кута  $\alpha$ .

При кутах  $\alpha$ , які не набагато (до 20...15°) відрізняються від 90°, у верхньому куті ставлять симетричний стрілковий перевід, у протилежному разі – несиметричний як такий, що забезпечує менше значення  $OP$ .

Дано: кут  $\alpha$  і значення  $S_6$  (рис. 9.3в). Виконати планування (рис. 9.3в).

1. Планування правої сторони аналогічне п. 9.2.2 – відгалуження шляху вбік під кутом  $\alpha_5 - \alpha_1 = \alpha_6$ . Прив'язування точок  $B$  і  $F$  (початок та кінець повороту шляху з урахуванням  $d_1$  і  $d_2$ ) до стрілкових переводів, одержання точок  $A, G, O$ . Визначається  $OG$  (переводи вибираються аналогічно попередньому).

2. Планування лівої сторони аналогічне – відгалуженню шляху вбік під кутом  $\alpha_8$ . Прив'язування точки  $M$  до лівого переводу, одержання точки  $P$ .

3. Визначення сторін трикутників  $PQV$  і  $OGQ$  (за теоремою синусів – відома одна сторона кожного трикутника та всі кути).

4. Визначення величини  $d_3$ , а також  $PO, OA$ . Трикутник буде найбільш компактним, якщо криволінійні ділянки виконані мінімальним радіусом  $R$ .

Задачу планування можна також розв'язати через визначення довжин сторін усіх трикутників.

Правильність розрахунків перевіряється при графічній побудові в масштабі.

## 10. Розрахунок електровозної відкатки

### 10.1. Основне рівняння руху поїзда та його розв'язання для різних режимів

Під рівнянням руху поїзда розуміють формулу сили тяги (рівняння рівноваги) у припущенні, що поїзд – матеріальна точка. Оскільки ця формула для різних режимів руху різна (розгін, усталений рух, вільний вибіг, гальмування), основним рівнянням вважають формулу для режиму тяги – розгону (рушання) (рис. 10.1)

$$F_k = W' + P' + T' + W'' + P'' + T'' ,$$

$$F_k = m'g \left( w' \cos \beta \pm \sin \beta + \frac{b'a}{g} \right) +$$

$$+ m''g \left( w'' \cos \beta \pm \sin \beta + \frac{b''a}{g} \right). \quad (10.1)$$

110

Самохідні машини – електровози – застосовують при кутах нахилу до 6° ( $\text{tg } 6^\circ \cong \sin 6^\circ \cong 0,1$ ). Можна при цьому вважати, що  $\cos \beta \approx 1$ , а  $\sin \beta \cong \text{tg } \beta$ . Уклоном шляху  $i$  звать  $\text{tg } \beta$  – тангенс кута нахилу;  $\text{tg } \beta = i$ . Якщо вважати, що для вагонеток та локомотива однакові коефіцієнти опору  $w'' = w' = w$ , а

також коефіцієнт інерції обертових мас  $\delta'' = \delta' = \delta$ , то рівняння руху матиме вигляд:

$$F_k = (m' + m'')g \left( w \pm i + \frac{\delta a}{g} \right), \text{ Н.} \quad (10.2)$$

Тут  $m'$ ,  $m''$  – маси локомотива та поїзда, кг;  $F_k$  – сила тяги, Н;  $a$  – прискорення (зі своїм знаком  $\oplus$  чи  $\ominus$ ),  $\text{м/с}^2$ ;  $\delta$  – коефіцієнт, що враховує інерцію обертових мас ( $\delta = 1,05 \pm 1,1$ ). Звичайно масу поїзда  $m' + m'' = m_n$  виражають у тоннах, а  $w$  та  $i$  – у десяткових дробах. Формулу (10.2) можна записати:

$$F_k = \frac{m_n g}{1000} \left( 1000w \pm 1000i + 1000 \frac{\delta a}{g} \right), \text{ Н} \quad (10.3)$$

або

$$F_k = m_n g (w \pm i + \Delta a), \text{ Н.} \quad (10.4)$$

Запис рівняння руху у вигляді (10.4) – «універсальний»: якщо підставляти  $m_n$  в тоннах, то значення  $w$ ,  $i$ ,  $\Delta$  підставляються не в десятковому дробі, а в їх питомих значеннях, які за величиною в 1000 разів більші, ніж відповідні коефіцієнти опору руху, уклон шляху, інерції. Якщо ж  $m_n$  підставляють у кг, то  $w$ ,  $i$ ,  $\Delta$  – десятковий дріб.

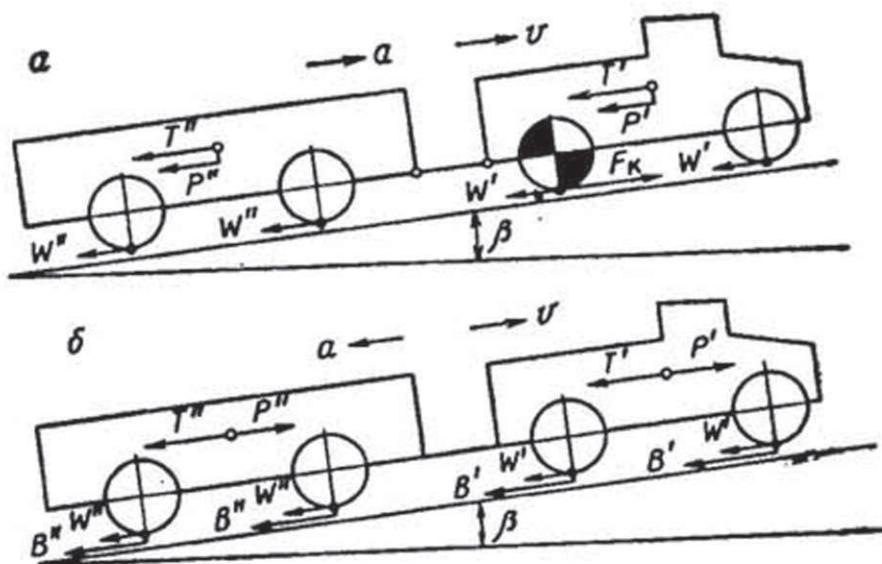


Рис. 10.1. Схема зовнішніх сил, прикладених до поїзда по лінії руху, у режимах: а – тяги; б – гальмування

Розв'язання основного рівняння для різних режимів:

а) пуск у хід (рух з прискоренням)

$$F_k = m_n g (w \pm i + \Delta a) \text{ чи}$$

$$F_k = m_n g (w \pm i + 110a), \text{ чи} \quad (10.5)$$

$$F_k = m_n g (w \pm i + 0,11a);$$

б) рух з усталеною швидкістю,  $a=0$

$$F_k = m_n g (w \pm i); \quad (10.6)$$

в) вільний рух (за інерцією),  $F = 0$

$$0 = m_n g (w \pm i + \Delta a); \quad (10.7)$$

г) гальмування:

$$-B = m_n g (w \pm i + \Delta a). \quad (10.8)$$

Максимальна сила тяги по зчепленню

$$F_{k_{\max}} = 1000 P_{зч} \psi g, \text{ Н}, \quad (10.9)$$

де  $P_{зч}$  – зчїпна маса, т.

Підставляючи це значення в а) або б), можна знайти граничну масу поїзда при розгоні із заданим значенням  $a$  м/с<sup>2</sup> на підйом  $i$  (чи під уклон  $i$ ), а також граничну масу при усталеному русі (по зчепленню)  $+i$  вгору чи вниз  $-i$ .

З рівняння (10.8) можна визначити допустиму швидкість руху поїзда  $v_{np}$  відомої маси  $m_n$  для його зупинки на заданій ділянці завдовжки  $\ell_T$  (гальмівний шлях). Вважаючи гальмування рівносповільненим рухом, побудуємо (рис. 10.2) графік зміни швидкості в часі з моменту початку гальмування ( $t = 0$ ) до зупинки (час гальмування  $t_T$ )

$$t_T = t_n + t_d, \quad (10.10)$$

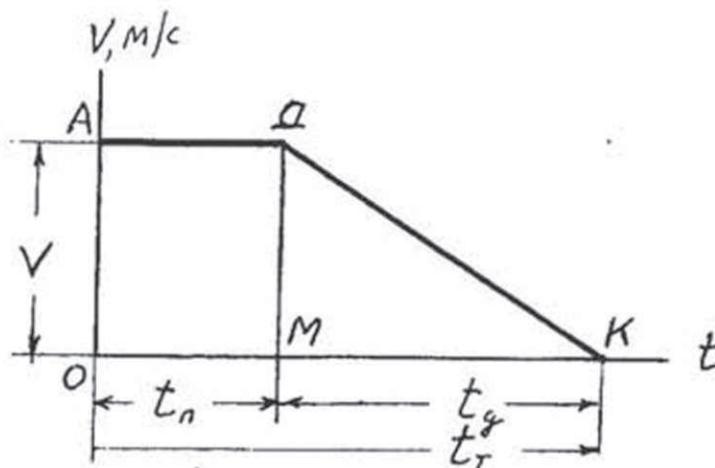


Рис. 10.2. До визначення допустимої швидкості руху поїзда за умовами гальмування

де  $t_d$  – час дійсного гальмування, а  $t_n$  – час підготовки до гальмування (з моменту сигналу на гальмування до початку дії сили гальмування  $B_k$ ). При гальмуванні

$$l_T = l_n + l_d; \quad l_n = vt_n \quad (10.11)$$

$$l_d = \frac{1}{2}vt_d; \quad t_d = \frac{v}{a}, \quad l_d = vt_n + \frac{v^2}{2a} = vt_n + \frac{v^2}{a},$$

звідки

$$v_{дон} = \sqrt{(at_n)^2 + 2al_T} - at_n. \quad (10.12)$$

Величина уповільнення  $a$  визначається з рівняння руху при гальмуванні (10.8)

$$a = -\frac{w \pm i + \frac{B_k}{m_n D}}{\Delta}, \quad \text{м/с}^2; \quad (10.13)$$

$$B_{k_{\max}} = 1000P_T \psi \cdot d, \quad \text{Н}, \quad (10.14)$$

де  $P_T$  – гальмова маса локомотива, т

## 10.2. Розрахунок електровозної відкатки

Вихідні дані для розрахунку: план і профіль рейкових шляхів горизонту, для якого здійснюється розрахунок (однолінійна схема відкотного горизонту, рис. 10.3), місце розташування навантажувальних пунктів (відстань відкочування від кожного навантажувального пункту) і змінна продуктивність (т/зм) кожного з них; тип та характеристика електровоза і вагонетки; вид організації руху поїздів (із закріпленням електровозів (поїздів) за навантажувальним пунктом чи без закріплення); стан рейок (сухі, мокрі), назва вантажу та його щільність.

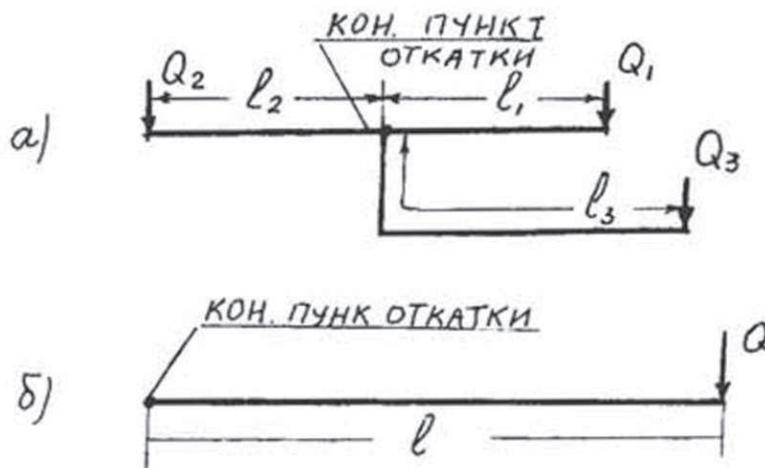


Рис. 10.3. Розрахункові схеми горизонту

Мета розрахунку – визначити: кількість вагонів у поїзді; кількість електровозів на горизонті; число акумуляторних батарей і зарядних столів (у разі відкочування акумуляторними електровозами).

### 1. Обробка вихідних даних.

Можливі дві схеми відкочування на горизонті (рис. 10.3): а – розгалужена (з декількома навантажувальними пунктами); б – не розгалужена (з одним навантажувальним пунктом).

На випадок закріплення електровозів за навантажувальними пунктами (за маршрутами) схема а) розглядається в розрахунку як кілька схем б) і розрахунок здійснюється для кожного маршруту (як для б) окремо, тому заданими повинні бути довжини та уклони окремих ділянок шляху. У разі організації відкочування без закріплення електровозів за навантажувальними пунктами будь-яка складна схема зводиться до схеми б) (т.зв. зведена схема відкочування), для якої  $Q = \sum_{i=2}^n Q_i$ , а довжини та уклони розраховуються як середньозважені за  $Q$  і за  $\ell$ .

Середньозважена довжина відкочування

$$\ell_{c.z} = \frac{\ell_1 Q_1 + \ell_2 Q_2 + \dots + \ell_n Q_n}{Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n} \quad (10.15)$$

Середній уклон на маршруті

$$i_{c.z} = \frac{\sum_1^k i_i \ell_i}{\sum_1^k \ell_i} \quad (10.16)$$

де  $i_i, \ell_i$  – уклон та довжина відрізка (частини) маршруту з  $k$  ділянок.

Для розрахунків необхідно встановити (або призначити) провідний уклон шляху  $i_k$ , тобто найбільший із зтяжних, що має довжину, достатню для досягнення поїздом усталеної швидкості (звичайно 100 м і більше).

Якщо поїзди (електровоз) не закріплені за навантажувальним пунктом, середньозважений уклон наведеної схеми відкочування:

$$i_{c.z} = \frac{i_{cp1} Q_1 + i_{cp2} Q_2 + \dots + i_{cpn} Q_n}{Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n} \quad (10.17)$$

де  $i_{cp1}, i_{cp2}, \dots$  – середні уклони по маршрутах.

### 2. Визначення маси поїзда.

Маса поїзда розраховується за умовами зчеплення коліс з рейками (за максимальним значенням  $F_k$ ) при вибраних випадках руху і перевіряється за гальмуванням та нагріванням двигунів електровоза.

Визначається маса поїзда за умов зчеплення коліс з рейками рівнянь руху для таких випадків:

2.1) пуск у хід навантаженого поїзда ( $m_{ns}$ ) при  $i = 0$ ;

2.2) пуск у хід порожнього поїзда ( $m_{nn}$ ) на підйом ( $i_{cp}$ );

2.3) рух порожнього поїзда ( $m_{nn}$ ) з усталеною швидкістю ( $a = 0$ ) на керівному уклоні ( $i_{cp}$ ) вгору.

Знайдені з відповідних рівнянь руху маси навантаженого  $m_{ns}$  та порожнього поїзда  $m_{nn}$  є основою для визначення числа вагонів (вагонеток).

### 3. Визначення кількості вагонів у поїзді.

– у порожньому поїзді:

$$Z_{пор} = \frac{m_{nn} - P}{m_0 + c_1 m}, \text{ шт. (округлено до меншого), (10.18)}$$

де  $m_{nn}$ ,  $m_0$  і  $m$  – маса порожнього поїзда, тара вагона, вантажність;  $P$  – маса локомотива;  $c_1$  – коефіцієнт (дорівнює 0,1...0,15), що враховує масу прилиплого в порожніх вагонах вантажу;

– у навантаженому поїзді:

$$Z_{вант} = \frac{m_{ns} - P}{m_0 + m}, \text{ шт. (округлено до меншого), (10.19)}$$

де  $m_{ns}$  – маса навантаженого поїзда.

З двох значень для подальших розрахунків вибирається менше  $Z$  (шт.).

Визначається остаточно маса порожнього та навантаженого поїздів.

### 4. Перевірка розрахованої маси поїзда за умов гальмування.

Виконується для руху навантаженого поїзда  $m_{ns}$  вниз під уклон ( $i_{cp}$ ) при заданому умовами безпеки шляху гальмування  $\ell_z$ .

Порядок розрахунку:

а) визначається сила тяги для сталого руху навантаженого поїзда вниз на середньому уклоні

$$F_{вант} = m_{ns} (w - i_{cp}); \quad (10.20)$$

б) за електромеханічною характеристикою визначається швидкість руху поїзда  $v$ , м/с на першій і другій робочих швидкостях;

в) визначається допустима швидкість руху  $v_{дон}$  (10.12);

г) порівнюються значення швидкостей і формулюються рекомендації щодо безпечного руху вниз (при  $i_{cp}$ ) навантаженого поїзда.

### 5. Перевірка маси поїзда за умов нагрівання.

а) визначаються сили тяги  $F_{вант}$  і  $F_{пор}$  при  $a = 0$  та  $i_{cp}$ ;

б) з характеристики знаходять сили струму та швидкості руху ( $J_{вант}, J_{пор}, v_{вант}, v_{пор}$ ), а також визначають час руху з вантажем і порожняком ( $t_{вант}, t_{пор}$ );

в) визначається еквівалентний струм

$$J_e = \gamma \sqrt{\frac{J_{вант}^2 t_{вант} + J_{пор}^2 t_{пор}}{t_{вант} + t_{пор} + \Theta}}, \quad (10.21)$$

де  $\gamma$  – коефіцієнт нагрівання при маневрах,  $\gamma=1,15\dots1,5$ ;  $\Theta$  – час маневрів за цикл,  $\Theta = (30\dots40)$  хв;

г) порівнюється значення  $J_e$  з  $J_d$  ( $J_d$  береться з характеристики двигуна) і формулюються рекомендації про масу поїзда та швидкості його руху.

#### 6. Визначення кількості електровозів.

а) необхідне число рейсів для перевезення всього вантажу

$$r_{рейс} = \frac{Q_{зм} k}{Zm}, \text{ шт. (округлено до більшого)} \quad (10.22)$$

$k = 1,5\dots1,25$ ;

б) число можливих рейсів одного електровоза за зміну

$$r'_{можл} = \frac{t_{зм} k_m}{T_p}, \text{ (округлено до меншого)}. \quad (10.23)$$

Тут ( $k_m = 0,7\dots0,8$ );

в) необхідне число електровозів для перевезення корисної копалини

$$n_{ел.к.к} = \frac{r_{рейс}}{r'_{можл}}. \quad (10.24)$$

Аналогічно розраховується число електровозів для перевезення породи в спеціалізованих складах. Окремо розраховується число електровозів для перевезення людей (за розкладом руху пасажирських поїздів);

г) сума всіх необхідних електровозів дає число робочих електровозів

$$n_{роб} = n_{ел.к.к} + n_{ел.пор} + n_{ел.л}. \quad (10.25)$$

Інвентарне число електровозів

$$n_{инв} = n_{роб} k_{инв}; \quad (10.26)$$

тут  $k_{инв} = 1,15\dots1,2$  – коефіцієнт інвентарності.

#### 7. Визначення числа акумуляторних батарей та зарядних столів

Якщо час зарядження батареї не перевищує часу зміни, число робочих батарей дорівнює подвоєному числу робочих електровозів

$$S_{роб} = 2n_{роб}. \quad (10.27)$$

Інвентарне число батарей

$$S_{инв} = S_{роб} k_{инв}, \quad (10.28)$$

де коефіцієнт інвентарності  $k_{инв} = 1,1 \dots 1,15$ .

Число одночасно батарей, що заряджається.

$$S_{зар} = S_{роб} - n_{роб}. \quad (10.29)$$

Кількість зарядних столів у зарядній камері

$$S_{стол} = n_{ел.инв} + 2 \text{ при } n_{ел.инв} < 10, \quad (10.30)$$

$$S_{стол} = n_{ел.инв} + 4 \text{ при } n_{ел.инв} \geq 10. \quad (10.31)$$

Число зарядних пристроїв (при індивідуальному зарядженні батарей) беруть рівним числу зарядних столів у зарядній камері.

## 11. Розрахунок відкатки одним кінцевим канатом похилими виробками

### 11.1. Відкатка з похилими заїздами

#### 1. Розрахункова схема. Вихідні дані.

На рис. 11.1 наведені схеми однокінцевих відкаток, а на рис. 11.2 – їхні розрахункові схеми. Вихідні дані для розрахунку:  $L$  – довжина відкочування;  $Q_{зм}$ , т/зм – продуктивність за зміну;  $\beta$ , град – кут нахилу виробки;  $\ell_{дод} = \ell'_{дод} + \ell''_{дод}$  – довжина похилих заїздів; приймається  $\ell_{дод} = (40 \dots 70)$  м;  $\Theta$ , с, – час на причеплення-відчеплення вагонеток за цикл; приймається  $\Theta = (80 \dots 120)$  с;  $\ell_0$ , м – довжина вагонетки з розтягнутими зчіпками);  $m_0$ , т, кг – тара і вантажність вагонетки;  $t_{зм}$  – час зміни, год;  $k, k_p$  – відповідно коефіцієнти нерівномірності роботи (вантажопотоку) та робочого часу;  $k = 1,5 \dots 2$ ;  $k_p = 0,7 \dots 0,85$ ;  $c$  – коефіцієнт зменшення швидкості руху вагонеток на похилих заїздах та ділянці перепідйому (ділянка  $z\ell_0$ ). Береться  $c = 2 \dots 3$ .

2. Мета розрахунку: вибрати лебідку, визначити число вагонеток у составі, які причіплюють до каната; розрахувати і вибрати канат; розрахувати потужність двигуна, установити (вибрати) його тип і перевірити на перевантажну здатність; перевірити можливість здійснення відкочування на задану довжину за умовою розмотування каната з барабана лебідки, рухомим униз составом.

3. Попередній вибір лебідки здійснюється по заданій довжині відкочування, канатомісткості лебідки та її гальмовому обладнанню (під час перевезення вантажів допускається одно гальмо, а під час перевезення людей – тільки два: робоче і аварійне).

Для вибраної попередньо лебідки виписується її характеристика.

#### 4. Визначення числа вагонеток у составі.

Здійснюється за двома умовами: по заданій продуктивності та міцності зчіпки.

а) За умовою забезпечення продуктивності:

розрахунковий вантажопотік

$$Q_p = \frac{Q_{zm} k}{t_{zm} t_m}, \text{ т/год.} \quad (11.1)$$

Приймається  $Q_p = Q_T$ .

Теоретична продуктивність (установка періодичної дії)

$$Q_T = \frac{3,6zm}{T_p}. \quad (11.2)$$

Час одного рейсу  $T_p = T_{рух} + \Theta$ , с

$$T_p = \frac{2L}{v_{cp}} + \frac{2\ell_{\text{дод}}c}{v_{cp}} + \frac{4z\ell_0c}{v_{cp}} + \Theta, \text{ с;} \quad (11.3)$$

$v_{cp}$  – середня швидкість, м/с – з характеристики лебідки.

Число рейсів за годину

$$i = \frac{3600}{T_p} \text{ (округлено до цілого меншого).} \quad (11.4)$$

Прирівнюючи  $Q_p = Q_T$  і розв'язуючи (після підстановки значення  $T_p$ ) рівняння (11.2) відносно  $z$ , одержимо формулу для числа вагонеток, при якому вибраною лебідкою можна забезпечити задане значення  $Q_{zm}$ , т/зм.

$$z_Q = \frac{2(z + \ell_{\text{дод}}c) + \Theta v_{cp}}{\frac{3,6mv_{cp}}{Q_p} - 4\ell_0c}, \text{ шт.} \quad (11.5)$$

(округлено до цілого більшого);

б) за міцністю зчіпки. У характеристиці зчіпки зазначається її припустима сила розтягання (натяг) ( $F_{np.zч} = 30000...60000$ ), Н.

Розділивши  $F_{np.zч}$  на силу тяги при переміщенні однієї навантаженої вагонетки вгору (на підйом незалежно від того, розраховується уклон чи бремсберг), маємо

$$z_{np.zч} = \frac{F_{np.zч}}{g(m_0 + m)(w \cos \beta + \sin \beta)}, \text{ шт.,} \quad (11.6)$$

(округляється до цілого меншого). Необхідна умова

$$z_{зч.нр} \geq z_Q. \quad (11.7)$$

Якщо ця умова не дотримується, відкочування заданої продуктивності  $Q_{zm}$  не забезпечить. Тоді вибирається інша лебідка з більшою швидкістю руху каната, але не більше 5 м/с.

Коли ж умови дотримано, для подальшого розрахунку остаточно приймається  $z = z_Q$ .

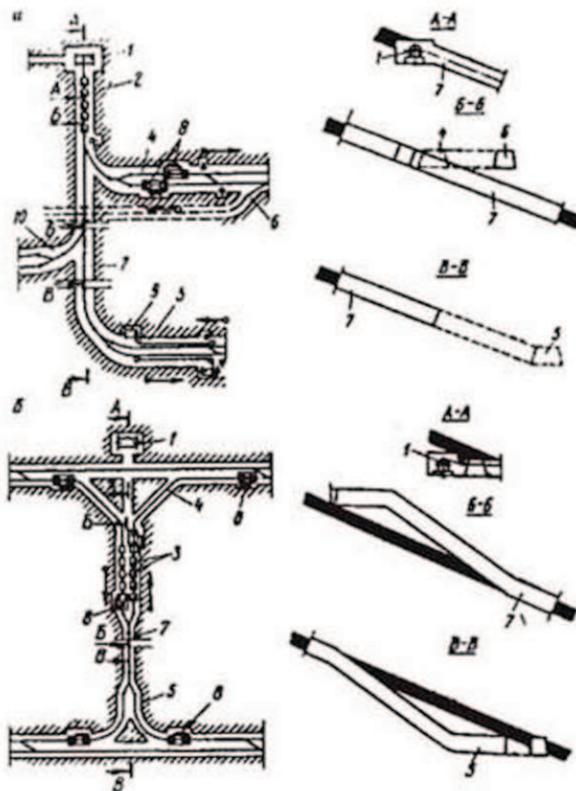


Рис. 11.1. Схеми однокінцевих відкочувань  
(а – з похилими та б – горизонтальними заїздами):

1 – лебідка одnobарабанна; 2 – склад вагонів на ділянці перепідйому; 3 – состави на горизонтальній площадці; 4, 5 – верхня та нижня приймально-відправні площадки; 6 – обхідна виробка; 7 – похила (по пласту) виробка; 8 – штовхач; 9 – маневрова лебідка; 10 – заїзд на проміжний горизонт

122

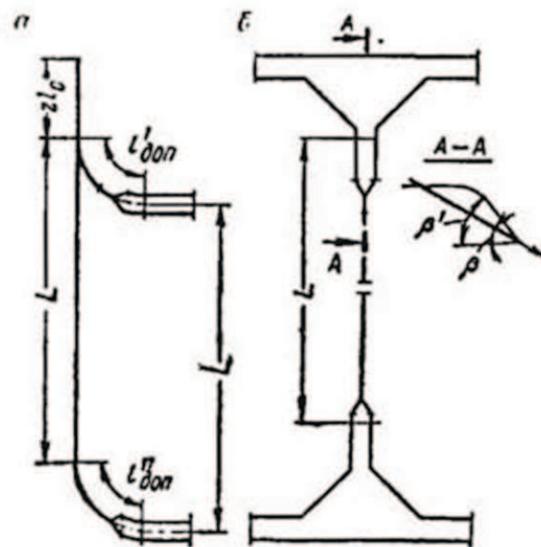


Рис. 11.2. Розрахункові схеми із заїздами:  
а – похилими;  
б – горизонтальними

### 5. Розрахунок та вибір каната.

Канат розраховується на його максимальний натяг у точці набігання на барабан лебідки для моменту руху з постійною швидкістю навантаженого состава, що перебуває в нижній частині виробки (увесь канат розтягнутий на довжину  $\ell$  незалежно від того, уклон це чи бремсберг). Цей натяг визначається виразом:

$$F_{\text{макс}} = z(m_0 + m)g(\sin \beta + w \cos \beta) + pgL(w_k \cos \beta + \sin \beta), \text{ Н}, \quad (11.9)$$

де  $w_k = 0,5 \dots 0,6$  і  $w_k = 0,35$  відповідно коефіцієнти під час руху каната по ґрунту або наґрунтових роликах;  $p$  – погонна (лінійна) маса каната, кг/м, що поки невідома. Визначаємо  $p$  у такий спосіб: рівняння міцності каната

$$F_{\text{макс дод}} = \frac{\sigma_{\text{то}} \cdot S}{n}, \quad (11.10)$$

де  $\sigma_{\text{то}}$  – тимчасовий опір матеріалу каната; для таких відкочувань застосовують канати з  $\sigma_{\text{то}} = 1300 \dots 1700 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $S$  – площа поперечного перерізу дротів каната, м<sup>2</sup>;  $n = 6 \dots 9$  – запас міцності каната.

Вилучимо з рівняння міцності  $S$ : подамо відрізок каната завдовжки  $\ell$ . Його маса:

$$p\ell = S\ell\gamma\beta', \quad (11.11)$$

де  $S$  – площа поперечного перерізу дротів каната;  $\gamma = 7800$  кг/м<sup>3</sup> – щільність матеріалу дротів;  $\beta' = (1,15 \dots 1,35)$  – коефіцієнт звивки, залежить від кута звивки каната; тоді

$$S = \frac{p}{\gamma\beta'} = \frac{P}{\gamma_0}, \text{ м}^2, \quad (11.12)$$

де  $\gamma_0 = \gamma\beta'$  – «фіктивна щільність каната».

Рівняння міцності каната тепер матиме вигляд:

$$F_{\text{макс дод}} = \frac{\sigma_{\text{то}} P}{n\gamma_0}, \text{ Н}. \quad (11.13)$$

Прирівнявши (11.9) та (11.3) і розв'язавши рівняння щодо невідомого  $p$ , одержимо:

$$P_{\text{розр}} = \frac{z(m_0 + m)g(w \cos \beta + \sin \beta)}{\frac{\sigma_{\text{то}}}{n\gamma_0} - Lg(w_k \cos \beta + \sin \beta)}, \text{ кг/м}. \quad (11.14)$$

За каталогом вибирається канат, погонна маса якого  $p \geq P_{\text{розр}}$ . Там же зазначена характеристика каната, у т.ч. діаметр дротиків у канаті  $\phi$ , діаметр каната  $d_k$ , тимчасовий опір на розрив  $\sigma_{\text{то}}$ , а також зусилля, що розриває канат

$F_{\text{розр. кан}}$  і сумарне значення сил, що розривають кожен дротик каната  $F_{\text{розр. сум}}$ .

Завжди  $F_{\text{розр. кан}} < F_{\text{розр. сум}}$  через нерівномірність розподілу навантаження між дротами при розтягуванні каната.

Розрахунковий запас міцності

$$n_{\text{розр}} = \frac{F_{\text{розр. сум}}}{F_{\text{макс}}} \quad (11.15)$$

Тут  $F_{\text{макс}}$  обчислюється із зазначеної вище формули (11.9), де  $p$  – погонна маса прийнятого каната (з характеристики).

Повинна бути виконана умова

$$n_{\text{розр}} \geq n, \quad (11.16)$$

де  $n$  – номінальне (мінімально допустиме) значення запасу міцності каната.

Якщо цієї умови не дотримано, береться наступний за міцністю канат.

#### 6. Перевірка можливості здійснення відкатки на довжину $L$ .

При малих кутах нахилу виробки, великій довжині відкочування  $L$  та великих значеннях  $w_k$  (коефіцієнт опору руху каната) може виявитися, що подовжніх складових сил тяжіння состава і каната недостатньо для подолання сил опору від тертя того ж состава і каната, розмотаного на довжину  $L$ . У цьому випадку відкочування буде неможливим.

126 Умову, при якій відкочування на задану довжину можливе, записано для бремсберга (рух вантажу вниз) так:

$$\begin{aligned} & [zg(m + m_0) + pgL] \sin \beta \geq \\ & \geq [zg(m + m_0)w \cos \beta + pgLw_k \cos \beta] + 2000, \text{ Н.} \end{aligned} \quad (11.17)$$

Для умов уклону формула справедлива при  $m = 0$  (униз опускається порожній состав). У наведеній вище нерівності сила, що дорівнює 2000 Н, вважається мінімальною за умовами недопущення довільного переміщення петель каната, накручених на барабан.

#### 7. Розрахунок потужності двигуна.

Двигун розраховується по нагріванню для постійного циклічного режиму роботи. При цьому ефективна (еквівалентна) сила тяги на ободі барабана:

$$F_e = \sqrt{\frac{F_{\text{вант}}^2 t_{\text{вант}} + F_{\text{пор}}^2 t_{\text{пор}}}{t_{\text{вант}} + t_{\text{пор}} + \frac{1}{3} \Theta}} \quad (11.18)$$

127

Розрахункова потужність, з урахуванням втрат у передачі

$$N = \frac{F_e v}{1020 \eta}, \text{ кВт}, \quad (11.19)$$

де  $\eta = 0,75 \dots 0,8$  – ккд двигуна і передачі;  $v$  – швидкість каната (за характеристикою лебідки). Вибраний за каталогом двигун перевіряють на перевантажну здатність. Зіставляються розрахункові та характеристичні значення основних величин  $F_{\max}$ ,  $N$ ,  $d_k / D_{\text{бар}}$  та ін.

### 11.2. Відкатка з горизонтальними заїздами

Постановка задачі та порядок розрахунку аналогічні з п. 11.1. Особливості розрахунку такі.

Час циклу (рейсу) знаходиться безпосередньо, тому що тут відсутня ділянка  $z\ell_0$  (рис. 11.2а) і похилі заїзди  $\ell'_{\text{дод}}$  і  $\ell''_{\text{дод}}$

$$T_p = \frac{2L}{v_{\text{ср}}} + \Theta. \quad (11.20)$$

Маючи  $T_p$ , знаходиться число вагонеток за продуктивністю

$$z_Q = \frac{Q_p T_p}{3,6m} \quad (11.17).$$

При визначенні допустимого числа вагонеток за міцністю зчипки (11.6) підставляється  $\beta'$  – максимальний кут нахилу шляхів, який на ділянці підходу до приймальної площадки більший, ніж кут нахилу виробки (рис. 11.2б). При розрахунку каната у формулу (11.14) в чисельнику підставляється  $\beta'$ , оскільки найгірший випадок відповідає розташуванню вагонеток на найбільшому куті підйому, а в знаменнику –  $\beta$ , оскільки канат протягнутий по усій виробці. Це ж слід урахувувати і під час перевірки прийнятого по нагріванню двигуна за перевантажувальною здатністю.

### 11.3. Канатні відкатки для перевезення людей

Постановка задачі. Дано:  $Q_n$  – кількість людей, яких перевозять в одному напрямку за певний термін;  $t_n$  – термін перевезення людей, хв; довжина і профіль виробки. Потреба вибрати вагонетку, визначити їх кількість у составі, вибрати канат, лебідку, двигун.

Пасажирська вагонетка вибирається за кутом нахилу та шириною рейкової колії. Беручи до уваги довжину виробки та швидкість руху, що допускається для прийнятих вагонеток, приймають лебідку. Час рейсу знаходять за (11.16). Можливе число рейсів за відведений час  $t_n$

$$n_n = \frac{60t_n}{T_p}. \quad (11.21)$$

Потрібне число вагонів у составі

$$z_n = \frac{Q_n k}{n_n m_n}, \quad (11.22)$$

де  $k = 2$  – коефіцієнт нерівномірності;  $m_x$  – кількість місць в одній вагонетці. За умовою одночасності дії парашутів  $z$  приймають не більше 5.

Подальший розрахунок відбувається аналогічно з вантажним відкочуванням. Міцність зчіпок для розрахунку беруть за характеристикою вагонетки, запас міцності каната не менше 9, число шарів навивання каната на барабані лебідки – не більше 2.

### *Використана література*

1. Транспорт на горних підприємствах / учебник под ред. Б.А.Кузнецова. М., Недра. 1969, 1976.

## Контрольні запитання для самопідготовки та діагностики знань

- 1.1. Поняття та види транспорту. Його роль на гірничих підприємствах.
- 1.2. Поняття про мету та зміст дисципліни. Мета курсу. Час на освоєння та його розподіл.
  
- 2.1. Поняття вантажів та їх види.
- 2.2. Відтворити поняття, визначення та дати пояснення параметрів пасажирських вантажів.
- 2.3. Відтворити поняття вантажопотоку на гірничих підприємствах та його видів.
  
- 3.1. Перелічити головні ознаки класифікації засобів транспорту та допоміжне його устаткування.
- 3.2. Перелічити та дати поняття суті критеріїв оцінки засобів транспорту.
- 3.3. Відтворити поняття кожного з головних функціональних критеріїв оцінки.
- 3.4. Дати визначення такого функціонального критерію, як надійність та показати одиниці його виміру.
  
- 4.1. Дати визначення поняття продуктивності та її видів у вербальній та аналітичній формах.
- 4.2. Вивести загальні формули продуктивності транспортних засобів періодичної та безперервної дії.
- 4.3. Визначити залежність продуктивності засобів безперервної дії за місткістю вантажонесучого елемента.
- 4.4. Проаналізувати та подати графік залежності продуктивності засобів безперервної дії за силовими чинниками (довжина, потужність).
- 4.5. Відтворити поняття розрахункової продуктивності безперервного одиночного вантажопотоку та дати поняття про коефіцієнти  $K_1, K_m$ .
- 4.6. Побудувати уявні графіки накопичення сипкого вантажу (у координатах  $m-t$ , яке здійснюється безперервним нерівномірним вантажопотоком, та виконати його якісне графічне диференціювання для одержання графіків продуктивності (у координатах  $Q-t$ ).
- 4.7. Дати визначення двох способів розрахунку величини коефіцієнта нерівномірності  $K$  та відтворити формулу середньої продуктивності через максимальну і навпаки.
- 4.8. Відтворити уявний графік, на якому дати визначення зміни значення  $K$  від величини мірних інтервалів часу або ємностей.
- 4.9. Дати способи визначення нерівномірності (величини  $K$ ) безупинних збіжних вантажопотоків та проілюструвати їх на графіках у координатах  $Q-t$ .

- 4.10. Відтворити залежність  $K$  збірного вантажопотоку від коефіцієнтів нерівномірності та продуктивності кожного із збіжних потоків.
  - 4.11. Показати на відповідних відтворених уявних графіках (у координатах  $Q - t$ ) роль проміжних згладжувальних бункерів.
  - 4.12. Перелічити способи визначення місткості проміжних бункерів та показати графічний спосіб.
  - 4.13. Скласти та розв'язати ситуаційні задачі щодо визначення резервів експлуатаційної (середньої) продуктивності.
- 5.1. Дати поняття сили тяги та визначити її складові.
  - 5.2. Дати визначення інтегрального поняття коефіцієнта опору руху  $w$  та його зв'язку з коефіцієнтом тертя ковзання  $f$ .
  - 5.3. Відтворити формули сили тяги для переміщення зосереджених вантажів.
  - 5.4. Дати визначення розподіленого вантажу та методу (способу) складання рівняння його рівноваги при русі).
  - 5.5. Відтворити формули сили тяги для переміщення розподілених вантажів на прямолінійних відрізках шляху.
  - 5.6. Визначити силу тяги для переміщення розподілених вантажів на поворотних пунктах.
  - 5.7. Показати метод визначення сили тяги послідовного ланцюга елементів "по точках" та дати визначення термінів "напрута" та "натяг".
  - 5.8. Накреслити схему та написати аналітичну залежність сили тяги на привідному блоці.
  - 5.9. Дати загальні положення та алгоритм визначення потужності двигунів/засобів транспорту залежно від режиму, їх розрахунки за нагріванням, вибір за каталогом, перевірку на перевантаження.
  - 5.10. Відтворити чинні способи перевірки міцності тягових органів при експлуатаційних розрахунках.
  - 5.11. Дати вихідні дані порядку побудови та призначення діаграми натягу гнучких тягових органів.
  - 5.12. Побудувати діаграму натягу гнучкого тягового органа для відтвореної уявності ситуаційної задачі.
- 6.1. Накреслити схему сил та написати формули визначення сили тяги навиванням на барабан.
  - 6.2. Накреслити схему сил та написати формули визначення сили тяги тертям на однобарабанному приводі.
  - 6.3. Накреслити схему сил та написати формули визначення сили тяги тертям на двобарабанному приводі.
  - 6.4. Навести формулу Ейлера для тертя на перухоному барабані гнучкої ідеальної нитки та використання цієї формули в теорії передачі тягового зусилля тертям без повного проковзування розтяжної нитки (стрічки).

- 6.5. Навести формули для визначення мінімального натягу стрічки конвеєра на одно- та двубарабанному приводі.
  - 6.6. Накреслити діаграму розподілу натягу стрічки на приводних барабанах різних типів приводів стрічкових конвеєрів при роботі без повного проковзування (пробуксовки).
  - 6.7. Відтворити поняття “коефіцієнт використання міцності стрічки” та доцільність користування ним при порівняльному аналізі тягової здатності приводу.
  - 6.8. Відтворити графік залежності коефіцієнта використання міцності стрічки від коефіцієнта тертя на однобарабанному приводі та дати відповідні пояснення.
  - 6.9. Накреслити необхідний рисунок та показати постійну зміну швидкості та прискорення руху ланцюга скребкового конвеєра через аналітичні залежності.
  - 6.10. Дати загальну характеристику динамічних навантажень у тягових ланцюгах скребкових конвеєрів при ustalеному режимі роботи та засобу боротьби з руйнуванням ланцюгів від утомленості.
  - 6.11. Дати загальні положення про схеми рушіїв самохідних машин та сили, що їх рухають. Визначити силу тяги однієї ведучої осі та всієї машини.
  - 6.12. Дати пояснення щодо поняття коефіцієнта зчеплення ведучого колеса з дорогою та змін його значення порівняно з коефіцієнтом тертя ковзання.
  - 6.13. Визначити силу гальмування однієї осі та всієї машини при реалізації сили колодками та двигуном. Подати загальні уявлення про гальмування електромагнітними гальмами.
- 7.1. Дати схеми та пояснення щодо принципу дії, позитивних якостей, недоліків та застосування гравітаційного транспорту.
  - 7.2. Розв’язати задачу про визначення мінімального кута нахилу для гравітаційного транспорту та кінцевої швидкості руху тіла дохислою площиною.
- 8.1. Накреслити принципову схему, означити основні складові частини, принцип дії, позитивні якості, недоліки та застосування стрічкових конвеєрів.
  - 8.2. Визначити формулу розрахунку прийнятної здатності (граничну продуктивність) стрічкових конвеєрів.
  - 8.3. Скласти вихідні дані, сформулювати мету та алгоритм перевірного розрахунку стрічкового конвеєра.
  - 8.4. Визначити мінімальну ширину стрічки конвеєра з умов розрахункової продуктивності та грудкуватості силкого вантажу.
  - 8.5. Визначити силу тяги на переміщення пілок стрічкового конвеєра та тягове зусилля на привідному барабані.
  - 8.6. Визначити початковий мінімальний натяг стрічки на стрічковому конвеєрі за умов відсутності пробуксовки на приводі.

- 8.7. Визначити вихідні дані та побудувати діаграму патягу стрічки стрічкового конвеєра.
- 8.8. Подати алгоритм вибору стрічки конвеєра та визначити її розрахунковий запас міцності.
- 8.9. Подати алгоритм розрахунку кількості конвеєрів на задану довжину транспортування за міцністю стрічки.
- 8.10. Визначити відзнаки алгоритмів розрахунків уклонного та бремсбергового стрічкових конвеєрів.
- 8.11. Сформулювати задачі, умови та подати порядок попереднього вибору типу стрічкового конвеєра для його перевірного розрахунку.
- 8.12. Визначити потужність двигуна стрічкового конвеєра та дати алгоритм одержання необхідних для цього величин.

Відтворити схеми елементів з'єднання шахтних рейкових шляхів і зробити розрахунки: повороту одноколійного шляху; відгалуження; кінцевого з'єднання; стрілкового трикутника.

- 10.1. Подати схему руху поїзда зі змінною швидкістю похилою площиною з означенням усіх сил, що на нього діють, та написати основне рівняння руху цього поїзда для різних режимів.
  - 10.2. Використовуючи рівняння руху поїзда для режиму гальмування та маючи мінімальний допустимий гальмівний шлях і час на підготовку гальма до дії, визначити допустиму швидкість поїзда на початку гальмування.
  - 10.3. Подати вихідні дані (умови) та їх попередню обробку для використання в розрахунку локомотивного транспорту.
  - 10.4. Написати алгоритм розрахунку максимального числа вагонеток у поїзді для вибраних режимів руху та умов (уклон шляху, косфіцієнт зчеплення та ін.).
  - 10.5. Подати алгоритм перевірки маси поїзда за умовами гальмування на заданому відрізку шляху.
  - 10.6. Подати алгоритм перевірки маси поїзда за умовами нагрівання двигуна.
  - 10.7. Порядок визначення числа локомотивів, акумуляторних батарей та зарядних столів для транспорту на горизонті.
- 11.1. Подати схеми відкочування одним кінцевим канатом з похилими та горизонтальними заїздами.
  - 11.2. Визначити вихідні дані для розрахунку однокінцевої канатної відкатки з похилими заїздами.
  - 11.3. Подати вихідні дані та алгоритм розрахунку числа вагонеток у поїзді канатної відкатки.
  - 11.4. Дати алгоритм розрахунку та вибору каната.
  - 11.5. Відтворити аналітичну залежність для визначення можливості здійснення відкатки похилою виробкою заданої довжини.

- 11.6. Дати алгоритм розрахунку потужності двигуна лебідки для однокінцевої відкатки.
- 11.7. Подати вихідні дані та порядок попереднього вибору лебідки для однокінцевої відкатки.
- 11.8. Дати головні відмітні риси розрахунку однокінцевої відкатки з похилими і горизонтальними заїздами та двокінцевої відкатки.
- 11.9. Дати загальні поняття про розрахунок відкатки для перевезення людей.

## ЗМІСТ

стор.

<b>ПЕРЕДМОВА</b>	3
<b>1. ПРЕДМЕТ КУРСУ</b>	
1.1. Зміст курсу та його зв'язок з суміжними дисциплінами	4
1.2. Загальні положення	4
1.3. Умови роботи засобів переміщення вантажів на гірничих підприємствах	5
<b>2. ВАНТАЖІ ТА ВАНТАЖОПОТОКИ</b>	
2.1. Характеристика вантажів	5
2.2. Вантажопотоки	7
<b>3. ЗАГАЛЬНА КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОЦІНКА ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ</b>	
3.1. Класифікація	7
3.2. Критерії оцінки	8
<b>4. ПРОДУКТИВНІСТЬ ЗАСОБІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ СИПКИХ ВАНТАЖІВ</b>	
<b>А. Стаціонарні засоби транспортування</b>	
4.1. Основні поняття	11
4.2. Теоретична продуктивність установок (машин) періодичної дії	13
4.3. Теоретична продуктивність установок безперервної дії	13
4.4. Розрахункова продуктивність безперервного одиночного вантажопотоку. Коефіцієнт нерівномірності	16
4.5. Нерівномірність безперервних вантажопотоків, що збігаються	19
4.6. Місткість бункера	22
4.7. Експлуатаційна продуктивність та її резерви	22
<b>Б. Самохідні засоби транспортування</b>	
4.8. Загальні питання розрахунку продуктивності	25
4.9. Технічна продуктивність самохідної машини	25
4.10. Розрахунковий вантажопотік	27
4.11. Визначення кількості самохідних машин	28
4.12. Експлуатаційна продуктивність та її резерви	30
<b>5. СИЛА ТЯГИ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖІВ</b>	
5.1. Загальні положення	32
5.2. Переміщення зосереджених вантажів	32
5.3. Переміщення розподілених вантажів	34
5.4. Потужність двигуна	38
5.5. Перевірка міцності тягових органів	41
5.6. Діаграма натягу гнучкого тягового органа	41
<b>6. РЕАЛІЗАЦІЯ СИЛИ ТЯГИ</b>	
<b>А. Приводні блоки стаціонарних транспортних машин</b>	
6.1. Загальні положення	43
6.2. Реалізація тягового зусилля намотуванням на барабан	44
6.3. Реалізація тягового зусилля тертям	45
6.4. Реалізація тягового зусилля зачепленням	54

<b>Б. Ведучі колеса та гусениці самохідних транспортних машин</b>	
6.5. Загальні положення	57
6.6. Сила тяги однієї ведучої осі	58
6.7. Сила тяги локомотива	59
6.8. Коефіцієнт зчеплення	60
6.9. Реалізація сили гальмування	62
<b>7. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ГРАВІТАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТУ</b>	
7.1. Загальні положення	63
7.2. Основи теорії	64
<b>8. РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА</b>	
8.1. Принципова схема	67
8.2. Приймальна здатність (гранична продуктивність)	69
8.3. Розрахунок конвеєра	
<b>9. РОЗРАХУНОК ПЛАНУВАННЯ ШАХТНИХ РЕЙКОВИХ ШЛЯХІВ</b>	
9.1. Загальні відомості	79
9.2. Порядок розрахунку планування	80
<b>10. РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОВОЗНОЇ ВІДКАТКИ</b>	
10.1. Основне рівняння руху поїзда та його розв'язання для різних режимів	83
10.2. Розрахунок електровозної відкатки	86
<b>11. РОЗРАХУНОК ВІДКАТКИ ОДНИМ КІНЦЕВИМ КАНАТОМ ПОХИЛИМИ ВИРОБКАМИ</b>	
11.1. Відкатка з похилими заїздами	90
11.2. Відкатка з горизонтальними заїздами	95
11.3. Канатні відкатки для перевезення людей	95
<b>Контрольні запитання для самопідготовки та діагностики знань</b>	97

Навчальне видання

**Біліченко Микола Якович**  
**Денищенко Олександр Валерійович**

**ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОХРАХУНКИ  
ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖІВ  
ШАХТ**

(Навчальний посібник)  
Друге видання

Редакційно-видавничий комплекс

Підписано до друку           Формат 30×42/4.  
Папір Captain. Ризографія. Умовн. друк. арк. 5,8.  
Обліково-видавн. арк. 5,8. Тираж 450 прим.  
Зам. №

Підготовлено до друку та видруковано у  
Національному гірничому університету 49027,  
м. Дніпропетровськ-27, просп. К.Маркса, 19