

Білокопитов Сергій Сергійович

Магістерська робота

**Дослідження та вибір раціональних параметрів
стрічково-канатних конвеєрів**

Керівник роботи

проф., д.т.н. Громадський А.С.

ВСТУП

Розвиток промисловості, у першу чергу важкої індустрії, неможливий без подальшого прогресу у гірничодобувній галузі. А вона у процесах видобутку корисних копалин спирається на одну з основних її ланок – транспорт. Впровадження будь-яких прогресивних технологій видобутку пов'язано з удосконаленням засобів гірничого транспорту та широким використанням потокових і циклічно-потокових транспортних систем [1-4].

Тривалий практичний досвід світової гірничої справи переконливо свідчить, що найбільш прогресивним видом транспорту як з точки зору забезпечення максимальної інтенсивності вантажопотоків, так й у відношення його економічних показників є конвеєрний транспорт. Питома вага конвеєрного транспорту у гірничій промисловості безупинно зростає з метою загальної конвеєризації гірничого виробництва усюди, де це вважається доцільним.

Найбільш розповсюдженим видом конвеєрного транспорту є стрічкові конвеєри. Такі конструкції мають багато переваг, але вони не вільні від певних недоліків, до числа яких відносяться обмеженості крупності шматків транспортованого вантажу (для звичайних моделей стрічкових конвеєрів з жорстким поставом вона не перевищує 300-350 мм, чого в умовах гірничих підприємств у багатьох випадках недостатньо) та довжини на один постав [5-12].

Остання величина, як правило, не перевищує 300-400 м для бельтингових конвеєрних стрічок з огляду на їх міцність. Для підвищення довжини транспортування в умовах відсутності спеціальних високоміцних стрічок з анідними та капроновими прокладками приходиться встановлювати декілька послідовних конвеєрів з відповідними перевантажувальними пунктами, що суттєво здорожує експлуатацію конвеєрної лінії.

Для вирішення цієї проблеми свого часу були створені конструкції конвеєрів, в яких стрічка звільняється від тягової функції і відповідає лише за несучу функцію. В якості тягових органів використовуються ланцюги (стрічково-ланцюгові конвеєри) і канати (стрічково-канатні). Такі установки знаходять усе більш ши-

роке практичне застосування. У порівнянні зі стрічково-ланцюговими стрічково-канатні конструкції мають ту перевагу, що канати при однаковій міцності відрізняються меншою вагою і меншою вартістю, а, крім того, допускають застосування більших швидкостей транспортування сипких матеріалів.

Таким чином, використання стрічково-канатних конвеєрів дає значні переваги під час перевезення вантажів, у тому числі на гірничих підприємствах і забезпечує високі техніко-економічні показники під час експлуатації. З огляду на це, важливість проблеми подальших досліджень для удосконалення конструкцій конвеєрів такого типу та актуальність теми представленої магістерської роботи не викликають жодних сумнівів.

Мета роботи – дослідження та вибір раціональних параметрів стрічково-канатних конвеєрів.

Об'єкт дослідження – технологічний процес транспортування гірничої маси конвеєром стрічково-канатного типу.

Предмет дослідження – стрічково-канатний конвеєр.

Наукове положення – використання конвеєрів стрічково-канатного типу забезпечує високий рівень продуктивності транспортування сипких вантажів з одночасним збільшенням довжини установки на один постав до декількох кілометрів (у порівнянні зі стрічковими конструкціями).

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Основні типи та загальний устрій стрічково-канатних конвеєрів

У початковий період виникнення і розвитку стрічково-канатних конвеєрів у гірничій промисловості було розроблено декілька типів такого обладнання, проте основною конструкцією стала схема з двома нескінченими тяговими канатами, які підтримуються опорними роликами і утворюють у вертикальній площині два паралельних замкнених контури, та стрічкою, що вільно лежить на них. За такою схемою виконані конвеєри розробки англійської фірми «Кейбл Белт» та вітчизняного інституту «Гіпровуглеавтоматизація» (модель КЛК).

В конструкціях стрічково-канатних конвеєрів застосовуються дві схеми закріплення тягових канатів і стрічки, показані на рис. 1.1 і 1.2 [13]:

- з розвантажувальною станцією безпосередньо перед приводними шківками;
- з виносною розвантажувальною станцією, розташованою на певній відстані за приводом.

На першій з них канати 1 на розвантажувальній станції після проходження напрямних блоків 2 розводяться у боки за допомогою батарей блоків 3. Далі вони прямують на приводні шківки 4, огинають їх та повертаються на нижню гілку конвеєра. Стрічка 5 знімається з верхніх канатів перед блоками 2, потім по опорних прогумованих дискових роликах проходить між розведеними канатами, огинає барабани 6 і 7 і укладається на канати нижньої гілки. У кінцевій частині конвеєра канати огинають шківки 8, похило встановлені на візках натяжного пристрою, потім потрапляють на подвійні горизонтальні напрямні блоки 9 на візку натяжного пристрою. Після цього розведені канати знову зводяться до нормальної ширини подвійними горизонтальними блоками 10. Нарешті, стрічка, знята з нижніх гілок канатів дисковими роликами, обходить барабани 11 і 12, розташовані на натяжному візку стрічки, та укладається своїми краями на верхні гілки канатів.

На другій схемі канати 1 огинають похилі шківки 2 і зводяться до нормальної ширини напрямними блоками 3. Далі, на нижній гілці конвеєра вони відхиляють-

ся блоками 4, огинають приводні шківни 5 і знову зводяться до нормальної відстані блоками 6. Стрічка 7 обходить похилі шківни 2, виносний 8 та відхиляючий 9 барабани. Нижня гілка стрічки, що проходить між шківнами 2, підтримується дисковими роликами. Закріплення канатів і стрічки у кінцевій частині конвеєра здійснюється аналогічно першій схемі.

Використання описаних схем пов'язано з умовами розвантаження і взаємним розташуванням приводу і розвантажувальної станції відносно інших видів транспорту та проміжного обладнання типу бункерів.

Перевагами таких конструкцій перед звичайними стрічковими конвеєрами є наступні:

- значна довжина установки на один привод, що може досягати 6000 м і більше;
- подовжений термін служби стрічки;
- повне усунення можливості зносу бортів стрічки;
- скорочення у 3-4 рази кількості проміжних опор поставу, простота їх конструкції та вільний доступ до роликів, що підтримують канати;
- значне зменшення енергоємності процесу транспортування – при горизонтальному переміщенні вантажів середні витрати потужності скорочуються у 2-2,5 рази за рахунок відсутності вигину та перекочування стрічки з матеріалом по роликах;
- незначні просипи матеріалу внаслідок спокійного ходу стрічки;
- ліквідація перевантажувальних пунктів завдяки збільшенню довжини установки, що зменшує надмірне подрібнення транспортованого матеріалу та пилоутворення;
- зниження вартості транспортування за певних умов експлуатації конвеєра;
- зменшення небезпеки займання стрічки у шахтних умовах;
- невелика погонна металоємність.

До недоліків стрічково-канатних конструкцій слід віднести:

- підвищена складність конструкції та значні розміри приводних і натяжних станцій;

- обмежений кут підйому матеріалу (до 16°);
- обмежену швидкість руху канатів (до 2,5-4 м/с, але існує практична можливість її підвищення до 7 м/с);
- обмежену крупність транспортованого матеріалу (до 300-350 мм як у звичайних типах стрічкових конвеєрів);
- чутливість до локальних перевантажень;
- необхідність використання конвеєрної стрічки спеціальної конструкції.

Аналіз світового досвіду експлуатації стрічково-канатних конвеєрів показує, що найбільше розповсюдження отримали конструкції зі стрічкою завширшки до 1 м і швидкістю руху до 2,5 м/с, довжиною від 1000 до 6000 м та продуктивністю до 1000 т/г.

1.2 Будова вузлів конвеєрів стрічково-канатного типу

Стрічково-канатний конвеєр з двома тяговими канатами і стрічкою, що вільно лежить на них, складається з наступних основних конструктивних елементів: стрічки, канатів, приводної та розвантажувальної станцій, натяжних пристроїв для тягових канатів і стрічки, візків цих натяжних пристроїв, роликоопор та завантажувального пристрою.

Стрічка для такого конвеєра має одну чи дві тканинні прокладки 2, між якими через певні проміжки завулканізовані сталеві поперечні ресори 1, та гумові обкладинки (верхню і нижню) різної товщини (рис. 1.3) [13]. Товщина більш потужної верхньої обкладинки вибирається у залежності від абразивності транспортованого матеріалу. Уздовж обох бічних країв стрічки зверху і знизу виконані разом з основним гумовим масивом спеціальні борти з канавками клиноподібної форми, якими стрічка спирається на канати. Форма канавок забезпечує високий коефіцієнт зчеплення стрічки з канатами. Для руд з густиною у масиві до 3-3,5 т/м³ і максимальною крупністю шматків 300 мм достатньо двох бельтингових прокладок, ресор поперечним перетином 12 x 5 мм, вмонтованих у стрічку з кроком 100 мм, та обкладинок товщиною 6 мм з робочого боку стрічки і 2 мм – із

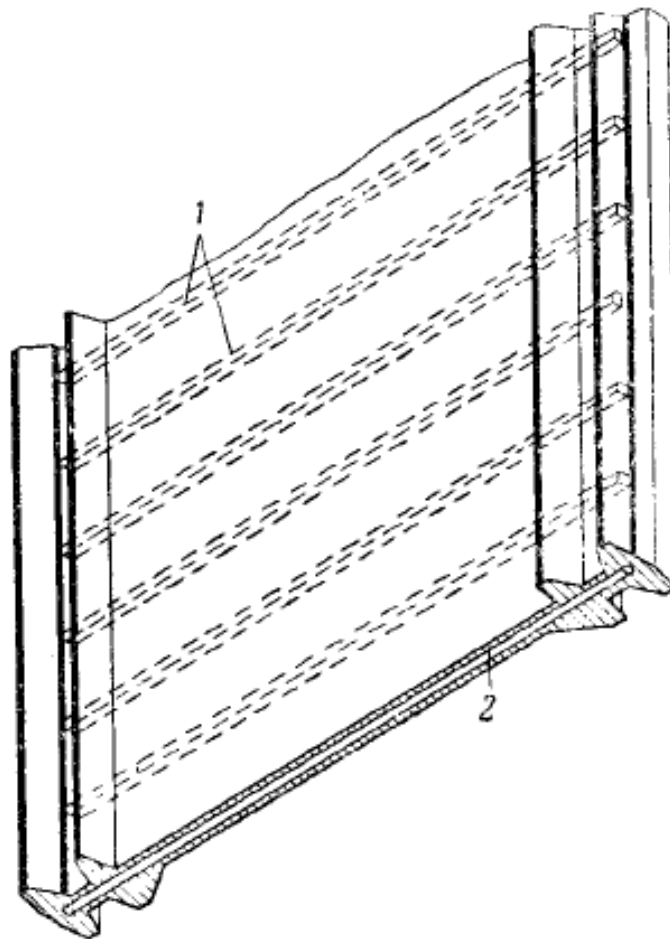


Рисунок 1.3 – Стрічка стрічково-канатного конвеєра:
1 – стрижні з ресорної сталі; 2 – тканинна прокладка

зворотного. Ресори для захисту їх від корозії можуть бути гальванізовані, а бічні приливи та обкладинки стрічки виготовлені з неопрену.

Сполучення окремих шматків стрічки здійснюється звичайними способами – механічним за допомогою тонких дротяних скоб та вулканізацією.

Завдяки відсутності перекочування стрічки по роliках та сприймання тягових навантажень термін служби стрічок стрічково-канатних конвеєрів може досягати 10 років у важких умовах роботи при транспортування абразивних матеріалів. Для більш крупношматкових матеріалів може використовуватися стрічка, в якій у поздовжніх гумових приливах закріплюються поперечні траверси з привареними до них жолобчастими пластинами, що утворюють за аналогією з пластинчастим конвеєром суцільне несуче полотно на стрічці. Недоліком такої конструкції є підвищена вага та можливі просипи породного дріб'язку крізь стики пластин.

Для стрічково-канатних конвеєрів рекомендується застосовувати сталеві дротяні *канати* одностороннього звивання діаметром 20-37,5 мм. Канати хрестового звивання мають помітно менший термін служби через виникнення втомних явищ на їх пасмах внаслідок періодичних напружень зминання та згинання, що виникають під час проходження роликів і шківів. Особливу шкоду наносять точкові контакти дротів у пасмах у порівнянні з лінійними у канатах одностороннього звивання.

Термін служби канатів суттєво впливає на величину експлуатаційних витрат конвеєра, тому їх довговічності приділяється підвищена увага. Запас міцності канатів має бути не менше 4,5, а їх дроти повинні мати межу міцності 1600-1800 МПа.

Головними причинами руйнування канатів є поперечна вібрація та удари під час їх проходження через підтримувальні блоки, що призводить до передчасного втомного руйнування дротів. Також це може бути пластична деформація канатів з тріщинами у зовнішніх дротах, що викликає швидкий їх розрив.

Для підвищення терміну служби канатів вдаються до футерування канатоведучих шківів різноманітними пластмасами. У такому випадку канат може працювати до двох років. Хороші результати дає також футерування гумою підтримувальних роликів, але це вимагає значного збільшення капітальних та експлуатаційних витрат.

Для захисту канатів від корозії їх потрібно змащувати. Це робиться за допомогою спеціальних капельниць або мастильних апаратів, що використовуються на підвісних канатних дорогах. З метою кращого зчеплення канатів зі стрічкою змащенню можуть піддаватися лише осердя, причому у такій мірі, щоби мастило не виступало на поверхню канату. Від корозії дротів канати також можна гальванізувати.

Максимальна довжина конвеєра визначається тяговим зусиллям, яке можуть передавати канати, а воно залежить від діаметру каната. Останній обмежується умовами стикування канатів методом взаємного ручного плетіння кінців, який для канатів діаметром більше 32-37,5 мм стає важко виконуваним. Довжина сплетеної

дільниці при цьому повинна дорівнювати тисячі діаметрів канату.

Приводна станція стрічково-канатного конвеєра повинна забезпечити однакові швидкості руху обох канатів, адже інакше може виникнути перекіс стрічки з подальшим скиданням її з канатів. Шків, жорстко встановлений на загальному валу, зазвичай не забезпечують синхронності руху канатів через неминучу різницю діаметрів внаслідок неточного виготовлення, нерівномірного зносу футерівки, нерівномірності проковзування канатів на шківих тощо. Тому для кожного канату має бути свій шків з індивідуальним приводом або шків, сполучений диференціальним редуктором з приводом від одного двигуна.

На закордонних конструкціях стрічково-канатних конвеєрів для синхронізації канатів використовуються приводи, що складаються з електродвигуна та триступінчастого редуктора з симетричним диференціалом, на півосях якого закріплюються канатоведучі шків. Для забезпечення плавного запуску конвеєра застосовують електродвигуни або з фазним ротором і відповідною апаратурою керування, або з короткозамкненим ротором і гідromуфтою. Для потужності приводу не більше 750 кВт достатньо одного електродвигуна, а якщо використовується два, то вони встановлюються з боків редуктора і поєднуються з ним за допомогою муфт, які служать одночасно шківками гальмівних пристроїв з електрогідравлічними штовхачами.

На рис. 1.4 показана більш проста схема приводної станції вітчизняної конструкції стрічково-канатного конвеєра КЛК розробки інституту «Гіпровуглеавтоматизація», яка використовується для окремого приводу кожного шківу [13]. Для синхронізації канатів обох шківів робочі характеристики електродвигунів з фазним ротором пом'якшені шляхом уведення у роторні ланцюги додаткових опорів ковзання до $S = 10\%$. Такий привод значно дешевший у порівнянні з попереднім, проте від відрізняється підвищеною витратою енергії на нагрів додаткових опорів.

Для отримання зниженої швидкості канатів, яка потрібна під час монтажу та обслуговування конвеєра, в конструкції приводної станції передбачений спеціальний мікропривод, що забезпечує швидкість руху канатів 0,5 м/с.

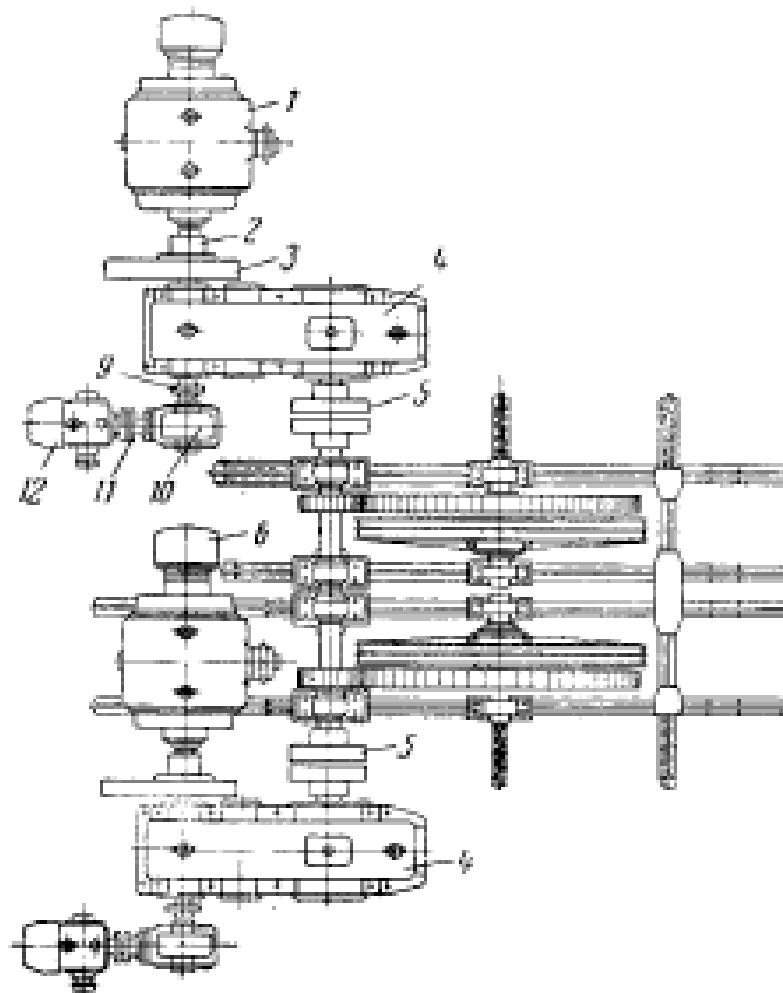
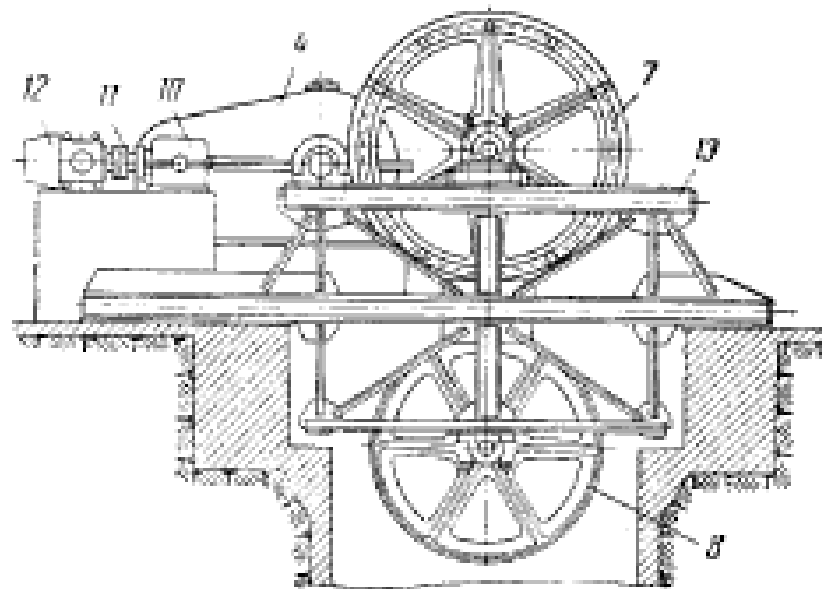


Рисунок 1.4 – Приводна станція стрічково-канатного конвеєра типу КЛК:
 1 – електродвигун головного приводу; 2 – гальмівна муфта;
 3 – колодкове гальмо з електрогідроприводом; 4 – редуктор
 головного приводу; 5, 11 – з'єднувальні муфти; 6 – приводний вал;
 7 – приводний шків; 8 – протилежний шків; 9 - ланцюгова муфта;
 10 – редуктор мікроприводу; 12 – електродвигун мікроприводу; 13 – рама приводу

Розвантажувальна станція конвеєра встановлюється позаду або попереду приводу. На ній стрічка сходить з канатів, огинає розвантажувальний барабан і переходить на холосту гілку установки. Станція обладнується перевантажувальною лійкою та щіткою для очищення стрічки. Для розвантаження конвеєра у будь-якій точці по його довжині може застосовуватися скребковий розвантажувальний візок, на якому стрічка відокремлюється від канатів і піднімається по дисках малого і великого діаметрів до розвантажувального барабану, що виположує стрічку. У цей момент матеріал скидається з неї у бункер за допомогою скребка, встановленого під деяким кутом до осі стрічки. Весь розвантажувальний пристрій монтується на візку, який отримує рух від самостійного приводу і переміщується по рейковому шляху уздовж конвеєра.

Натяжні пристрої для канату і стрічки вантажного типу виконані окремо і встановлюються у хвостовій частині конвеєра. Добре зарекомендували себе автоматичні конструкції натяжних пристроїв, розташовані біля приводу на збіжній гілці стрічки. Під час пуску конвеєра і для попередження буксування канату на канатоведучому шківу натяг у збіжній гілці канату за допомогою такого пристрою підвищується приблизно на 40% у порівнянні із зусиллям, що досягається при усталеній роботі конвеєра.

Схема автоматичного натяжного пристрою показана на рис. 1.5 [13]. Канати натягуються лебідками 1 через поліспаст, блоки 2 якого змонтовані на натяжних візках тягових канатів. Лебідки живляться від електродвигуна 3 через загальний редуктор 4, на вхідному валу якого встановлено гальмо. Вирівнювання натягу тягових канатів здійснюється за допомогою блоку 5 на штоку гідроциліндра. Тиск в останньому підтримується гідронасосом 6. Стрілка манометру, що сполучається з порожниною гідроциліндра, при зміні натягу в тягових канатах, а, значить, і тиску у гідроциліндрі, замикає контакт вмикання двигуна 3 лебідок 1.

На похилому конвеєрі з транспортуванням вантажу донизу і з розташуванням приводної станції та автоматичного натяжного пристрою наверху на головній станції додатково монтують вантажні натяжні пристрої для запобігання послаблення канатів під час огинання обвідних шківів розвантажувальної станції та зі-

скакування їх з них.

При використанні автоматичних натяжних пристроїв на конвеєрі також передбачаються натяжні пристрої з ручними лебідками для вибирання залишкових деформацій канатів і зменшення ходу візків автоматичного натяжного пристрою.

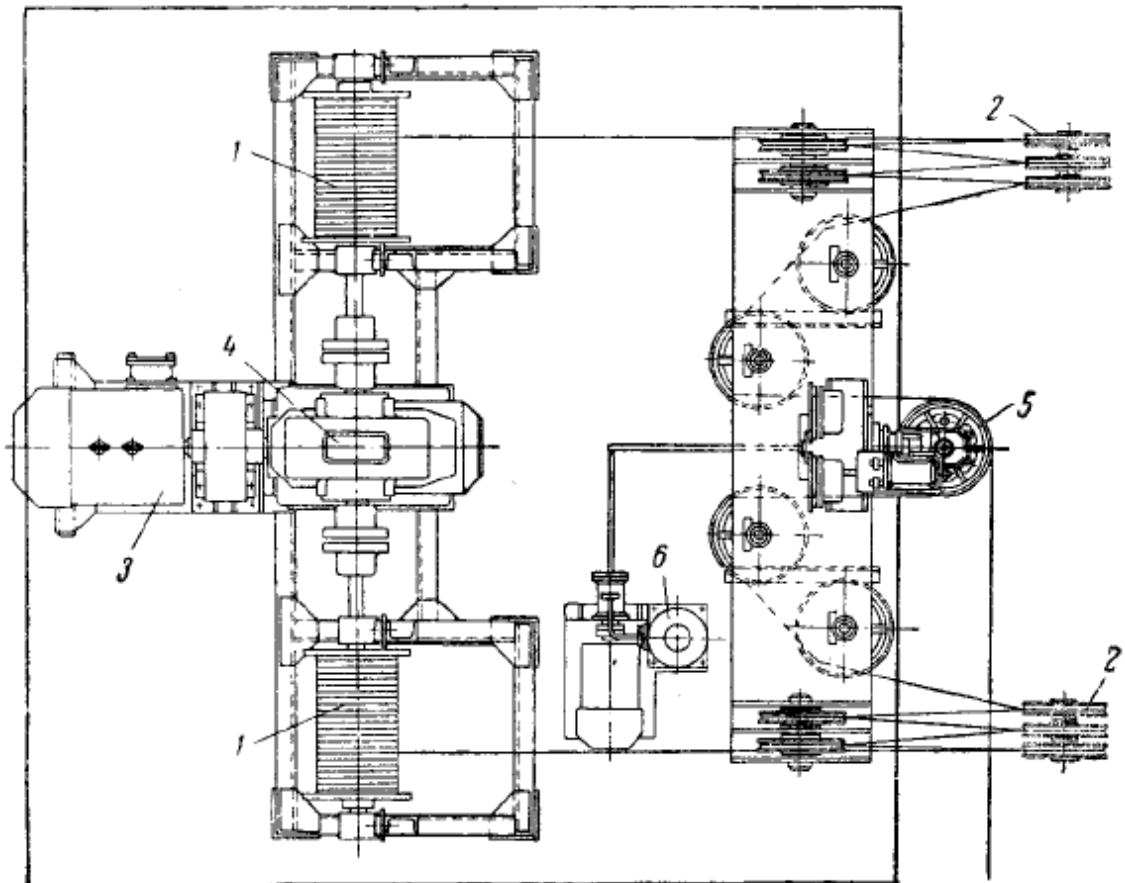


Рисунок 1.5 – Схема автоматичного натяжного пристрою:

1 – лебідки; 2 – блоки поліспасту; 3 – електродвигун;
4 – редуктор; 5 – блок гідроциліндра; 6 – гідронасос

Лінійні опори конвеєра у вигляді роликів (блоків) діаметром 200-320 мм, встановлених на опорних стояках служать для підтримки його тягових канатів. Опори розташовуються з кроком у 5-7 м уздовж усієї траси конвеєра. На рис. 1.6 показаний зовнішній вигляд такої опори для твердих ґрунтів [13]. В ній кожна пара підтримувальних роликів для вантажної та холостої гілок конвеєра змонтована на нерухомих осях з лисками на кінцях, що входять у прорізи стояків. Під час монтажу можливо певне поперечне зміщення осі з роликами відносно стояка.

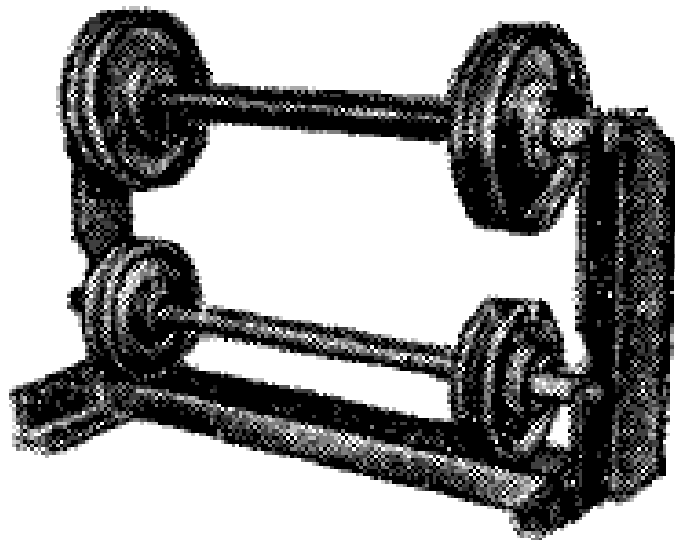


Рисунок 1.6 – Зовнішній вигляд лінійної опори стрічково-канатного конвеєра

Ролики для підтримки верхніх гілок встановлюються на кожній опорі, а для нижньої гілки – через одну.

Завантажувальний пристрій стрічково-канатного конвеєра постачається гумовими амортизаційними роликами для підтримки стрічки, сталевими бортами з гумовими ущільнювальними смугами та пружними планками для центрування матеріалу під час завантаження на стрічку. Пристрій має також жолоб з вирізом для попереднього підсіву дріб'язку.

Для завантаження руди можуть також використовуватися стрічкові або пластинчасті живильники, з яких матеріал подається на похилу відбивну плиту, а з неї – рикошетом на стрічку конвеєра, яка у цьому місці спирається на амортизаційні колеса з пневматичними шинами.

Висновки:

- стрічково-канатні конвеєри мають низку серйозних переваг у порівнянні з традиційними конструкціями стрічкових конвеєрів, що робить цей тип транспорту дуже перспективним для використання у різноманітних експлуатаційних умовах гірничих підприємств;

- конструктивне виконання конвеєрів стрічково-канатного типу відрізняється специфічними особливостями, від яких залежить їх продуктивність, можлива

довжина та довговічність;

- певне ускладнення конструкції і суттєве зростання довжини транспортування матеріалу висувають підвищені вимоги до обґрунтування раціональних параметрів таких машин та забезпечення належного рівня їх надійності, що потребує подальших досліджень режимів роботи обладнання.

1.3 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – дослідження та вибір раціональних параметрів конвеєрів стрічково-канатного типу.

Проведений аналіз основних конструктивних та експлуатаційних особливостей, а також переваг і недоліків стрічково-канатних конвеєрів гірничих підприємств дав можливість визначити перспективність їх практичного використання і намітити задачі, які потрібно вирішити під час здійснення даного дослідження, а саме:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- розглянути умови експлуатації стрічково-канатних конвеєрів та фактори, що впливають на їх роботу;
- проаналізувати фізичну сутність процесу взаємодії канатів зі стрічкою та канатоведучими шківками;
- визначити коефіцієнти зчеплення стрічки з канатами та величину можливого кута установки конвеєра;
- визначити коефіцієнти зчеплення канатів з футерівкою канатоведучих шківків;
- оцінити можливу довжину стрічково-канатного конвеєра у розрахунку на один постав у залежності від погонного навантаження, діаметру канатів, тягової спроможності приводу та кута нахилу установки;
- обґрунтувати раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри конвеєрів стрічково-канатного типу.

Об'єкт дослідження – технологічний процес транспортування гірничої маси

конвеєрами стрічково-канатного типу.

Предмет дослідження – стрічково-канатний конвеєр.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Під час виконання магістерської роботи проведено теоретичні та експериментальні дослідження, метою яких є вибір раціональних параметрів стрічково-канатних конвеєрів для транспортування гірничої маси на значні відстані.

Виконання досліджень здійснювалося з використанням загальновідомих наукових методів, таких, наприклад, як аналіз і синтез. В роботі для формулювання мети дослідження проаналізовано основні конструктивні та експлуатаційні особливості, переваги і недоліки стрічково-канатних конвеєрів гірничих підприємств, зроблено висновок про перспективність їх практичного використання. За допомогою аналітичного методу були розглянуті умови експлуатації стрічково-канатних конвеєрів та фактори, що впливають на їх роботу.

Теоретичні та експериментальні методи дослідження застосовувалися для оцінки величин коефіцієнтів зчеплення стрічки з канатами та канатів з футерівкою канатоведучих шківів. Це дало можливість обґрунтувати величину можливого кута установки конвеєра.

Розрахунок конструктивних та експлуатаційних параметрів стрічково-канатних конвеєрів здійснювався з використанням класичних методів розрахунку на міцність та надійність механічного обладнання.

Під час проведення експериментальних досліджень застосовувалися методи отримання, обробки та інтерпретації їх результатів.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ФАКТОРІВ. ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА РОБОТУ ОБЛАДНАННЯ

3.1 Дослідження процесу взаємодії канатів зі стрічкою та канатоведучими шківками

3.1.1 Загальні зауваження

Наявність фрикційного зв'язку між футерівкою шківів і канатами, канатами і стрічкою стрічково-канатного конвеєра дає можливість передачі тягового зусилля від шківів до канатів, а від них до стрічки лише за допомогою сил тертя. У кожній згаданій взаємодіючій парі існують характерні умови і параметри процесу тертя. Наприклад, між шківками і канатами завдяки пружному скороченню останніх виникає тертя ковзання – кінетичне тертя, яке характеризується незворотними відносними зміщеннями контактуючих поверхонь. А через приблизно однакові ступені витягування стрічки і канатів під час роботи між ними спостерігається тертя спокою або статичне тертя. Для таких різних умов тертя потрібно розрізняти параметри, що їх характеризують, а саме: коефіцієнти тертя відповідно ковзання і спокою. Крім того, можна ще користуватися розрахунковими поняттями коефіцієнтів зчеплення елементів тертьових пар, який залежить від геометричних форм дотичних поверхонь.

Під час розгляду процесу взаємодії згаданих конструктивних елементів стрічково-канатного конвеєра у залежності від величини зсувного зусилля та переміщення канату відносно поверхні, з якою він контактує, слід розрізняти наступні можливі сили тертя, що виникають при цьому:

- неповну силу тертя спокою, при якій на поверхні, що контактує з канатом, виникають лише незначні попередні пружні зсуви, величини яких пропорційні прикладеним силам. Така сила тертя не викликає відносного поступального зміщення точок контактуючої поверхні і канату;

- повну силу тертя спокою, при якій ці попередні пружні сили досягають своєї граничної величини і попереднє пружне зміщення переходить у відносне;

- силу тертя руху (ковзання), при якій виникають незворотні відносні зміщення контактуючої поверхні і канату.

Основними задачами під час дослідження процесів взаємодії канатів зі стрічкою та канатоведучими шківками є:

- визначення характеру фрикційного зв'язку між стрічкою і канатом по усій довжині конвеєра;

- визначення коефіцієнтів зчеплення канатів зі стрічкою і шківками для встановлення максимально можливого кута нахилу стрічково-канатного конвеєра та тягової спроможності його приводу.

Оцінка величин коефіцієнтів зчеплення буде залежати від вибору матеріалів контактуючих пар, який робиться з урахуванням багатьох як конструкційних, так й експлуатаційних факторів, у тому числі довговічності обладнання. До них слід віднести також вид звивання канатів, їх поверхневий стан, форми контактуючих поверхонь, величину поперечного тиску на канат, швидкості пружного ковзання канату, температурні умови місця експлуатації тощо.

3.1.2 Фізична сутність процесу

Для нормальної роботи стрічково-канатного конвеєра потрібно, щоби при достатньому зусилля зчеплення пружні витягування канатів і стрічки були однаковими. Розглянемо стрічку, що вільно лежить на тягових канатах конвеєра. На рис. 3.1 показані діаграми змін зусиль у канатах і стрічці [13].

Під час переміщення канатів по роликах змінюються величини опорів спричиняє наступну картину змін зусиль у канатах – рис. 3.1а. Одночасно з цим в міру збільшення витягування канатів зростає пружне витягування стрічки (починаючи з точки 1, де величина зусиль у стрічці дорівнює нулю) (рис. 3.1б). Можна припустити, що стрічка витягується на величину пружного подовження канатів, поверхня площі контакту стрічці завдяки пружним властивостям гуми дещо зміщується у бік руху канатів, але відриву точок дотику стрічки і канатів при цьому не відбувається, якщо дотична сила зсуву між стрічкою і канатами не перевищує граничної сили зчеплення між ними.

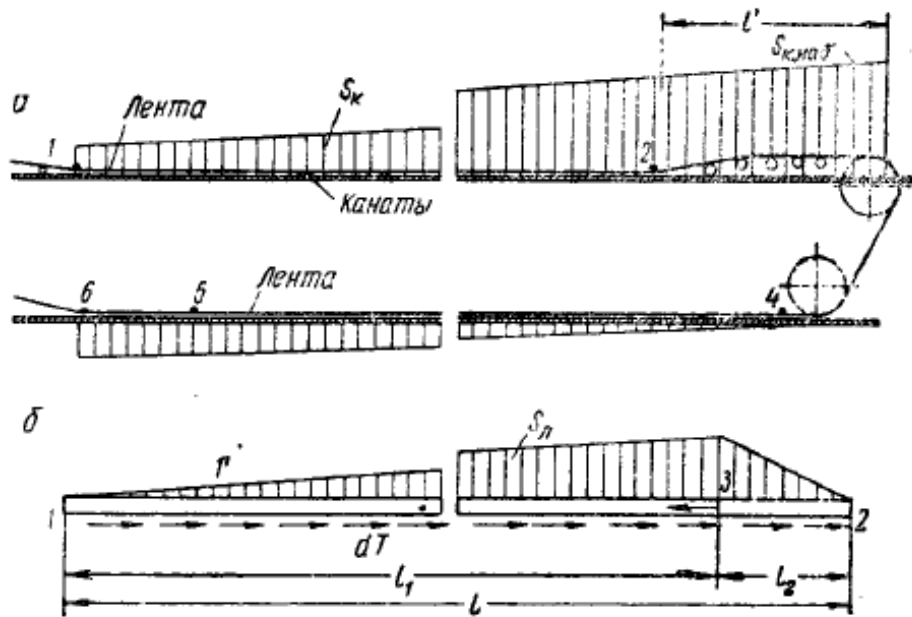


Рисунок 3.1 – Діаграми змінення зусиль
в елементах стрічково-канатного конвеєра:
а – канатах; б – стрічці

Таким чином, у зоні попереднього зміщення (зоні приростання натягу у стрічці, який дорівнює приростанню сили зчеплення між стрічкою і канатами) поздовжні деформації канатів і стрічки можна вважати однаковими, тобто:

$$\Delta l_k = \Delta l_c, \quad (3.1)$$

де Δl_k , Δl_c – відносні подовження ділянок канатів і стрічки.

Якщо припустити, що в діапазоні своїх деформацій і канати, і стрічка підпадають хоча б приблизно під дію закону Гука, то можна записати:

$$\Delta l_c = \frac{S_c l_c}{E_c B}; \quad \Delta l_k = \frac{S_k l_k}{E_k F_k}, \quad (3.2)$$

де l_c , l_k – довжини ділянок стрічки і канатів; S_c , S_k – поздовжні зусилля у стрічці та канатах; E_c – модуль пружності стрічки, віднесений до 1 см її ширини; B – ширина стрічки; E_k – модуль пружності канату, віднесений до його площі перетину; F_k – площа поперечного перетину канату.

При $l_c = l_k$ маємо:

$$S_c = S_k \frac{E_c B}{E_k F_k}. \quad (3.3)$$

Відділимо умовно стрічку від канатів і сили взаємодії стрічки з канатами замінімо силами зчеплення dT , розподіленими по усій довжині стрічки (рис. 3.1б). У міру витягування канатів зростають сила зчеплення їх зі стрічкою та зусилля у стрічці S_c . Коли сумарна сила зчеплення T досягне свого максимального значення:

$$T = S_c = S_k \frac{E_c B}{E_k F_k}, \quad (3.4)$$

то на ділянці l_1 вона буде дорівнювати силі зчеплення на ділянці l_2 :

$$T = (q + q_c)\mu_0 l_2, \quad (3.5)$$

а сама ділянка стрічки l_2 почне ковзати відносно канатів. У формулі (3.5): q , q_c – погонна вага відповідно транспортованого вантажу та стрічки; μ_0 – коефіцієнт зчеплення стрічки з канатами.

Ковзання стрічки починається у точці 3 (див. рис. 3.1б), де відбувається перехід тертя спокою у тертя ковзання. Точку 3 можна назвати точкою зриву, а ділянку l_2 – зоною пружного ковзання.

Натяг канату у точці 3 від опорів його переміщенню по верхніх роликів для горизонтального конвеєра складе:

$$S_{k(3)} = l_1 (q + q_c + 2q_k + q'_p) \omega, \quad (3.6)$$

де q_k – погонна вага одного канату; q'_p – погонна вага обертових частин підтримувальних роликів верхньої гілки; ω – коефіцієнт опору переміщенню канатів по роликах; l_1 – довжина зони попереднього зміщення.

З урахуванням рівнянь (3.4)-(3.6) можна записати вираз для визначення максимальної величини зусиль у стрічці в точці 3:

$$S_{c.max(3)} = l_1 (q + q_c + 2q_k + q'_p) \omega \frac{E_c B}{E_k F_k} = (q + q_c) \mu_0 l_2. \quad (3.7)$$

Звідси можна отримати вираз для визначення довжини зони пружного ковзання ($l_1 = l - l_2$):

$$l_2 = \frac{l(q+q_c+2q_k+q_p')\omega \frac{E_c B}{E_k F_k}}{(q+q_c)\mu_0+(q+q_c+2q_k+q_p')\omega \frac{E_c B}{E_k F_k}}. \quad (3.8)$$

На нижній холостій гілці без урахування натяжного вантажу для стрічки зусилля у ній в точках 4 і 6 (див. рис. 3.1а) дорівнюють нулю. В точці 5 (початок ковзання стрічки відносно канатів) так само, як і на верхній гілці, зусилля у стрічці будуть досягати максимального значення.

Аналогічно рівнянню (3.7) для холостої гілки стрічки будемо мати:

$$S_{c.max(5)} = l_{4-5}(q_c + 2q_k + q_p'')\omega \frac{E_c B}{E_k F_k} = q_c \mu_0 l_{5-6}. \quad (3.9)$$

З останнього рівняння з урахуванням $l_{4-5} = l - l_{5-6}$ можна визначити зону пружного ковзання стрічки на холостій гілці:

$$l_{5-6} = \frac{l(q_c+2q_k+q_p'')\omega \frac{E_c B}{E_k F_k}}{q_c \mu_0+(q_c+2q_k+q_p'')\omega \frac{E_c B}{E_k F_k}}. \quad (3.10)$$

Величина ділянки ковзання l_2 суттєво залежить від величини коефіцієнту зчеплення стрічки з канатами. Для усунення ковзання стрічки відносно канатів довжину ділянки l' стрічки після її зняття з канатів (див. рис. 3.1а) потрібно вибирати такою, щоби сила зчеплення стрічки з канатами на ділянці ковзання l_2 урівноважувалася силою опору переміщенню стрічки по підтримувальним роликам на ділянці l' .

Довжина ділянки l' становитиме:

$$l' = \frac{l_2 \mu_0 (q+q_c)}{(q+q_c+q_h)\omega'}, \quad (3.11)$$

де ω' – опір переміщенню стрічки по підтримувальних роликах.

Максимальні зусилля в стрічці у розвантажувального барабану можна визначити за наступною формулою:

$$S_c = S_{\text{заг.к}} \frac{E_c B}{E_k F_k}, \quad (3.12)$$

де $S_{\text{заг.к}}$ – загальне підсумкове зусилля від опору переміщенню по верхніх роликах обох канатів.

Для попередження ковзання стрічки відносно канатів у хвостовій частині конвеєра до її нижньої гілки достатньо прикласти зусилля, що дорівнює або дещо більше сили тертя на ділянці l_{5-6} . Необхідне зусилля, що має бути прикладене до натяжного візка стрічки, становитиме:

$$Q_{\text{нат.с}} \gg 2q_c \mu_0 l_{5-6}. \quad (3.13)$$

У подальшому при визначенні коефіцієнтів зчеплення між канатами і стрічкою будемо вважати, що ковзання між ними відсутнє і має місце лише статичне тертя.

3.1.3 Визначення коефіцієнтів зчеплення стрічки з канатами та кута установки конвеєра

Для визначення необхідної величини коефіцієнту зчеплення стрічки з канатами, яка забезпечує надійну роботу похилого стрічково-канатного конвеєра, домовимося окремо розглядати верхню і нижню гілки конвеєра з припущення, що поздовжні зусилля у стрічці на розвантажувальному барабані не передаються з її верхньої гілки на нижню.

Умовою нормальної роботи конвеєра буде перевищення сили зчеплення стрічки з тяговими канатами над силою опору переміщення стрічки, тобто:

$$T > W, \quad (3.14)$$

де T – сила зчеплення стрічки з канатами вантажної гілки; W – сила опору під час рушання стрічки з місця у період розгону конвеєра.

$$T = (q + q_c) l \mu_0 \cos \beta, \quad (3.15)$$

$$W = (q + q_c) \left(\frac{1+k}{g} a \pm \sin \beta \right) l, \quad (3.16)$$

де a – прискорення стрічки під час пуску конвеєра; k – коефіцієнт, що враховує інерцію обертових мас (обертових барабанів стрічки); g – прискорення сили ваги.

Якщо підставити (3.15) і (3.16) у (3.14) і здійснити відповідні перетворення, можна отримати:

$$\mu_0 > \frac{\frac{1+k}{g}a \pm \sin \beta}{\cos \beta}. \quad (3.17)$$

Коефіцієнт запасу сил зчеплення стрічки з канатами:

$$C = \frac{T}{W}. \quad (3.18)$$

З урахуванням (3.17) і (3.18) матимемо:

$$C = \frac{\mu_0 \cos \beta}{\frac{1+k}{g}a \pm \sin \beta}. \quad (3.19)$$

Коефіцієнт запасу сил зчеплення C має бути не менше 1,15, як і величина коефіцієнту запасу зчеплення канатів з футерівкою ведучих шківів. Для стрічково-канатних конвеєрів $k = 0,02-0,08$ у залежності від довжини конвеєра (у середньому $k = 0,05$); середнє прискорення стрічки під час пуску не перевищує $a = 0,2 - 0,3 \text{ м/с}^2$.

На рис. 3.2 показаний графік залежності робочого кута нахилу стрічково-канатного конвеєра β від величини коефіцієнту зчеплення стрічки з канатами μ_0 та прискорення стрічки a в момент пуску конвеєра при коефіцієнті запасу сил зчеплення $C = 1,15$ [13].

Розглянемо тепер умови зчеплення канатів з клиноподібними канавками у бічних приливах стрічки стрічково-канатного конвеєра. Приймемо, що поперечний перетин канату не змінюється в результаті тиску на нього стрічки з вантажем, а його форма представляє собою гладкий циліндр.

В умовах контакту з клиноподібною канавкою сила зчеплення стрічки з канатами дорівнює (рис. 3.3) [13]:

$$T = 2P\mu_0, \quad (3.20)$$

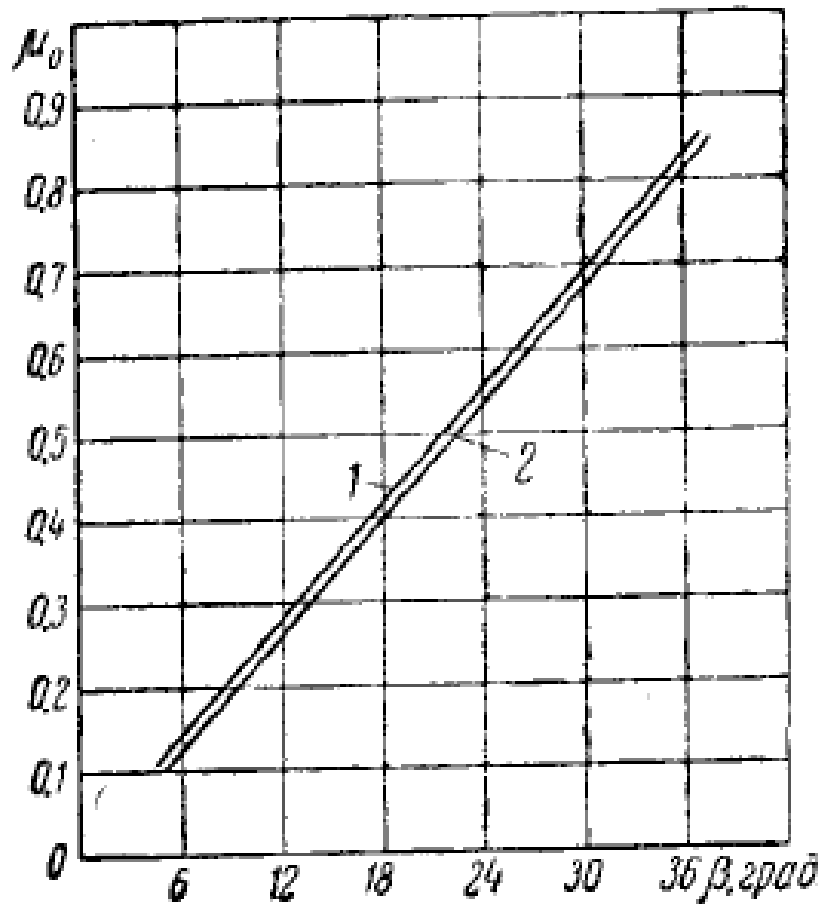


Рисунок 3.2 – Графік залежності робочого кута нахилу стрічково-канатного конвеєра β від величини коефіцієнту зчеплення стрічки з канатами μ_0 та прискорення стрічки a в момент пуску конвеєра:
 $1 - a = 0,3 \text{ м/с}^2$; $2 - a = 0,2 \text{ м/с}^2$

де P – вертикальна сила тиску на один бічний прилив стрічки.

Якщо розглядати бічний циліндр стрічки у не повернутому положення, як це показано на рис. 3.3 суцільними лініями, то можна записати, що:

$$P = 2P_1 \sin \alpha, \quad (3.21)$$

де P_1 – складова сили P , перпендикулярна бічній поверхні клину; α – половина кута біля вершини клину.

З іншого боку, сила зчеплення може бути описана наступною формулою:

$$T = 4P_1 \mu = 2P \frac{\mu}{\sin \alpha}. \quad (3.22)$$

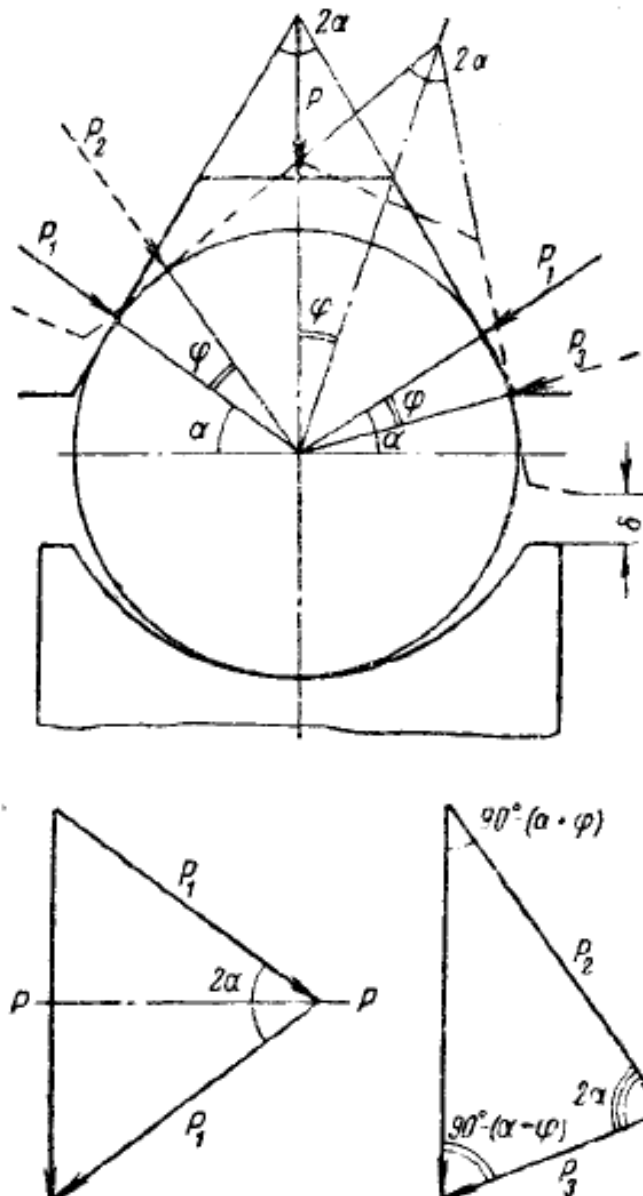


Рисунок 3.3 – Схема розподілення зусиль у клиноподібній канавці стрічки

Порівнюючи (3.20) з (3.22), можна записати, що:

$$\mu_0 = \frac{\mu}{\sin \alpha}, \quad (3.23)$$

де μ – коефіцієнт тертя канату по бічній площині клину.

Під час роботи навантаженої стрічки її ресори прогинаються і бічний прилив повертається відносно поздовжньої осі канату на кут φ . У цьому випадку сили тиску на бічні поверхні клину P_2 і P_3 будуть неоднаковими. Сила зчеплення стрічки з одним канатом дорівнюватиме:

$$T_1 = P_2\mu + P_3\mu = P\mu_0. \quad (3.24)$$

Використовуючи теорему синусів, з трикутника сил визначаємо величини P_2 і P_3 :

$$P_2 = P \frac{\sin[90^\circ - (\alpha - \varphi)]}{\sin 2\alpha} = P \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin 2\alpha}, \quad (3.25)$$

$$P_3 = P \frac{\sin[90^\circ - (\alpha + \varphi)]}{\sin 2\alpha} = P \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin 2\alpha}. \quad (3.26)$$

Якщо підставити значення P_2 і P_3 з рівнянь (3.25) і (3.26) в рівняння (3.24), можна отримати вираз для визначення коефіцієнта зчеплення повернутої клиноподібної канавки:

$$\mu_0 = \frac{\cos(\alpha - \varphi) + \cos(\alpha + \varphi)}{\sin 2\alpha} \mu. \quad (3.27)$$

У загальному випадку приведений коефіцієнт зчеплення буде дорівнювати:

$$\mu_0 = n\mu, \quad (3.28)$$

де n – коефіцієнт, що враховує геометричну форму канавки у бічному приливі стрічки та кут повороту цього приливу.

У табл. 3.1 приведені значення коефіцієнту n , отримані за допомогою формули (3.27).

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнту n

Кут при вершині клину 2α , град.	Кут повороту φ , град.				
	0	5	10	15	20
60	2,00	1,99	1,97	1,93	1,87
50	2,36	2,35	2,33	2,29	2,21
40	2,93	2,91	2,88	2,82	2,75

Прогин ресор стрічки під дією максимального навантаження викликає максимальні кути повороту її бічних приливів, які мають бути такими, щоб не допустити під час руху стрічки разом з канатами взаємного дотику внутрішніх кромek

приливів та внутрішніх реборд підтримувальних роликів. При цьому в одних конструкціях стрічково-канатних конвеєрів внутрішні реборди підтримувальних роликів виконуються більш низькими, ніж зовнішні, а в інших – мають однакову висоту. При максимальному завантаженні конвеєра та куті клину $2\alpha = 60^\circ$ за умови дотримання гарантованого зазору δ (див. рис. 3.3) кут φ повороту бічного приливу стрічки не повинен перевищувати 15° .

Для визначення величини коефіцієнтів зчеплення μ_0 на експериментальному стенді МГП проводилися свого часу дослідження, під час яких як завантажена, так і порожня стрічка протягувалися по двох закріплених паралельних канатах. Коефіцієнти оцінювалися за величинами зусиль протягування (за допомогою динамометра), вагою стрічки та вантажу. Коефіцієнт тертя μ плоскої гуми відносно канатів визначався шляхом протягування плоскої частини стрічки по зближеним канатам. Використовувалася стрічка шириною 900 мм, кутом клину у бічних приливах 60° , виготовлена з гуми, що мала опір розриву 22 МПа.

Величини приведених коефіцієнтів зчеплення та коефіцієнтів тертя визначалися шляхом п'ятиразового повторення у залежності від наступних змінних факторів:

- способу звивання канатів – перевірялися канати діаметром 32 мм як одностороннього, так і хрестового звивання;
- стану поверхні канатів – змащені та сухі; змащені та зволожені водою; змащені та посипані вугільним дріб'язком (змащення здійснювалося спеціальним канатним мастилом);
- тиску на стрічку, яке приймалося виходячи з нормального та максимально можливого погонного навантаження під час транспортуванні вугілля і руди;
- температурних умов (експерименти проводилися у приміщенні при температурі $+20^\circ \text{C}$, а для визначення впливу низьких температур змащені канати і стрічка витримувалися протягом доби на морозі -18°C , після чого стрічка протягувалася по канатах).

За результатами дослідів побудовані графіки, приведені на рис. 3.4 [13]. Вони показали, зокрема, що коефіцієнти тертя і зчеплення стрічки з канатами одно-

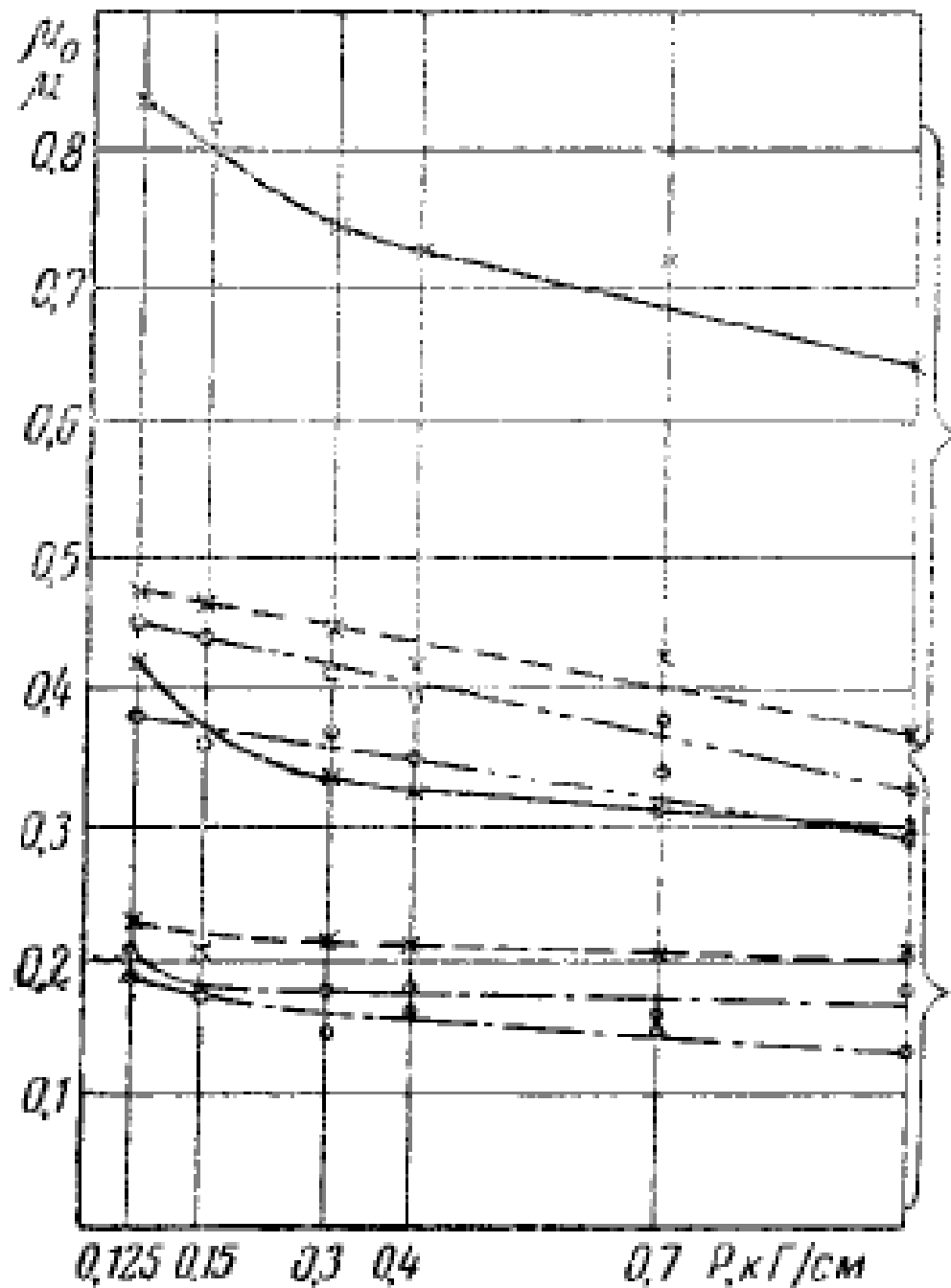


Рисунок 3.4 – Криві залежностей коефіцієнту зчеплення μ_0 та коефіцієнту тертя μ стрічки з канатами одностороннього звивання від величини питомого навантаження P на стрічку та стану канатів:

- приведений коефіцієнт зчеплення;
- коефіцієнт тертя;
- коефіцієнт тертя стрічки з канатами, посипаними вугільним дріб'язком;
- приведений коефіцієнт зчеплення стрічки з канатами, посипаними вугільним дріб'язком;
- коефіцієнт тертя із замороженою стрічкою;
- приведений коефіцієнт зчеплення із замороженою стрічкою

стороннього звивання більші на 30-35% у порівнянні з канатами хрестового виконання.

Різко знижують коефіцієнти тертя та зчеплення змащені та змочені канати. Дещо підвищує антифрикційні властивості мастила додавання вугільного дріб'язку.

При збільшенні навантаження на стрічку коефіцієнт тертя залишався практично постійним, а коефіцієнт зчеплення падав приблизно на 25-30%. Графік на рис. 3.4 показує, що для порожньої стрічки та змащених канатів одностороннього звивання коефіцієнт зчеплення дорівнював 0,424, а при підвищенні погонного навантаження на один канат до $P = 1000$ Н/м (1 кг/см) та на стрічку до 1800 Н/м він знижувався до 0,315. Така ситуація пояснюється поворотом бічного приливу стрічки та утискання канату в еластичну гумову клиноподібну канавку, що викликає збільшення кута клину.

При навантаженні на стрічку до $P = 1000$ Н/м кут повороту бічного приливу був приблизно $\varphi \approx 15^\circ$. Згідно з формулою (3.27) при такому куті повороту та незмінному куті клину канавки $2\alpha = 60^\circ$ коефіцієнт зчеплення мав би знизитися з 0,424 до 0,393, тобто приблизно на 8%. У дійсності ж він впав на 31%, а це говорить про те, що за рахунок збільшення кута клину у приливі стрічки коефіцієнт зчеплення зменшився на 23%.

В умовах понижених температур (до -18° С) коефіцієнт тертя змащених канатів одностороннього звивання зменшувався приблизно на 30%, а коефіцієнт зчеплення зростав на 10-18%, що пояснюється підвищенням жорсткості гуми на морозі і меншим змінням внаслідок цього кута клину у бічному приливі у порівнянні зі стрічкою при плюсовій температурі.

З метою визначення мінімального кута клину для попередження заклинення канату у клиноподібній канавці експериментальним шляхом знаходили коефіцієнт тертя f' площини гуми у поперечному напрямку відносно поздовжньої осі канатів. Для унеможливлення самозаклинення канату у канавці потрібно дотримуватися умови $\text{tg } \alpha > f'$. Два змащених канати одностороннього звивання встановлювалися поруч. Стрічка, покладена на канати, закріплювалася за бічний прилив

на тросику, за допомогою якого вона протягувалася по канатах у поперечному напрямку. Незалежно від величини навантаження в усіх випадках коефіцієнт тертя дорівнював $f' = 0,28-0,30$.

Як показали експериментальні дані, при максимально навантаженій стрічці коефіцієнт зчеплення зі змащеними канатами одностороннього звивання дорівнював $\mu_0 = 0,315$. Згідно з графіком на рис. 3.2, під час пуску конвеєра з прискоренням $a = 0,13 \text{ м/с}^2$ і з таким коефіцієнтом зчеплення його можна встановлювати під кутом нахилу до 14° . Якщо би кут клину канавки незалежно від навантаження залишався постійним, то в цьому випадку при $2\alpha = 60^\circ$ була б можлива установка конвеєра під кутом $\beta = 17^\circ$.

Збільшення коефіцієнту зчеплення стрічки з канатами можна забезпечити шляхом зменшення кута клину у бічному приливі, проте у такому випадку при навантаженій стрічці коефіцієнт зчеплення буде зменшуватися на більшу величину. Це пояснюється тим, що із зменшенням кута клину збільшуються нормальні зусилля (реакції) відносно обох його площин. Внаслідок цього клин буде більше розтискатися, канат буде глибше занурюватися в нього, що викличе ще більше зростання кута клину і падіння коефіцієнту зчеплення.

З огляду на це, найбільш раціональним рішенням з метою зберігання постійного кута клину у приливі незалежно від навантаження буде жорстке армування клиноподібних канавок. На рис. 3.5а показана запропонована конструкція удосконаленої стрічки, в якій з нижнього її боку на кінцях ресор закріплені жорсткі скоби, що армують клиноподібні канавки. Скоби приварюються до ресор перед їх закалюванням. Таким чином, технологія виготовлення такої стрічки дещо ускладнюється, але можливість розширення галузей використання стрічково-канатних конвеєрів легко окупить це. Крім того, в описаній конструкції ресори не будуть провертатися навколо своєї осі.

Інститутом «Гіпровуглеавтоматизація» запропонована інша конструкція стрічки, показана на рис. 3.5б. Але вона має недостатні за довжиною боки металевго клину, внаслідок чого у місцях спирання на канат будуть виникати підвищені тиски.

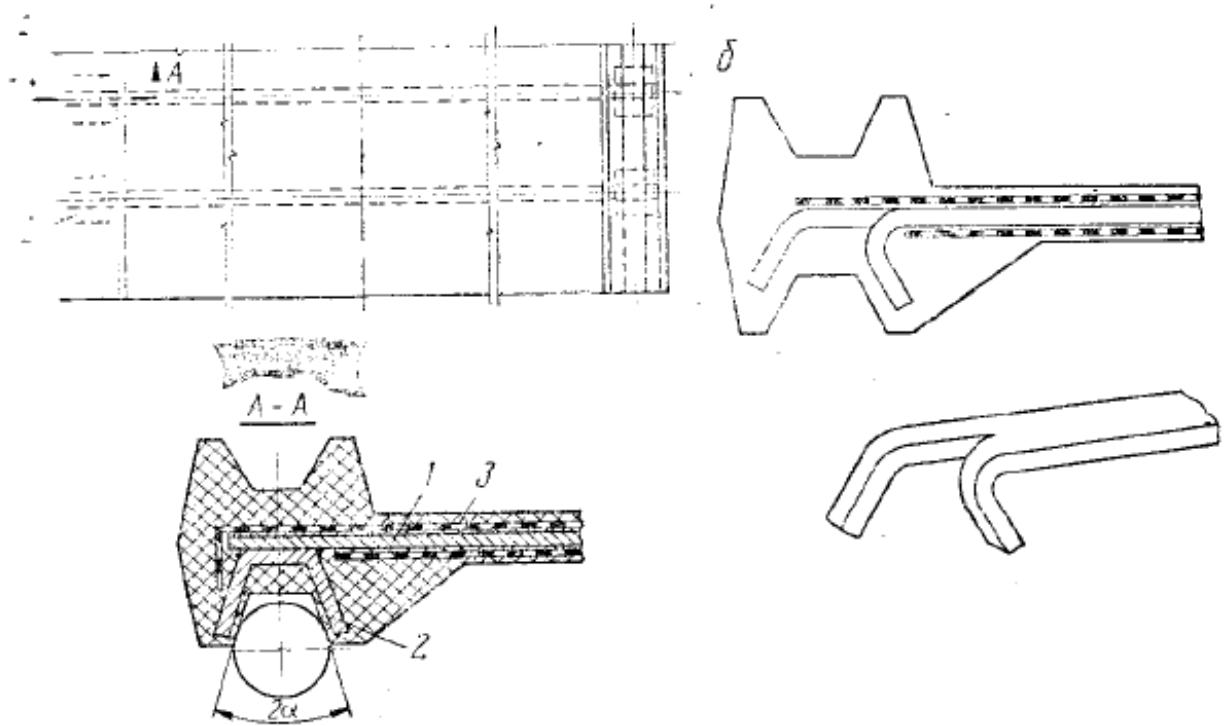


Рисунок 3.5 – Стрічка з армованими клиноподібними канавками:

a – з жорсткими скобами на кінцях ресор

(1 – ресора; 2 – жорсткий кутник; 3 – прокладка);

б – конструкція інституту «Гіпровуглеавтоматизація»

На рис. 3.6 показаний графік залежності величини коефіцієнту зчеплення μ_0 від величини кута клину у бічному приливі стрічки за умови, що незалежно від навантаження на стрічці кут клину залишатиметься постійним. Коефіцієнти μ_0 визначалися за формулою (3.27) при коефіцієнті тертя $\mu = 0,20$ та куті повороту приливу $\varphi = 15^\circ$. З графіку видно, що при зменшенні кута клину коефіцієнт зчеплення різко зростає і може досягати великих значень. Наприклад, при $2\alpha = 50^\circ$ коефіцієнт зчеплення дорівнює $\mu_0 = 0,458$, що відповідає максимально допустимому куту нахилу конвеєра $\beta = 20^\circ$ (див. рис. 3.2).

Мінімальний кут клину у бічному приливі визначається виходячи з умов запобігання заклинення канату у клиноподібній канавці. З огляду на те, що коефіцієнт тертя плоскої грані клину по змащеному канату одностороннього звивання у поперечному напрямку буде дорівнювати $f' = 0,28-0,30$, при такому куті клину можливо встановлення стрічково-канатного конвеєра під кутом до $\beta = 27^\circ$. Але при кутах нахилу більше $18-20^\circ$ на похилій стрічці конвеєра буде спостерігатися

скочування матеріалу під дією власної ваги. Для запобігання цього явища на робочому боці стрічки можуть бути закріплені поперечні перегородки, адже на нижній гілці конвеєра робочий бік стрічки під час руху уздовж усієї установки ні з чим не стикається.

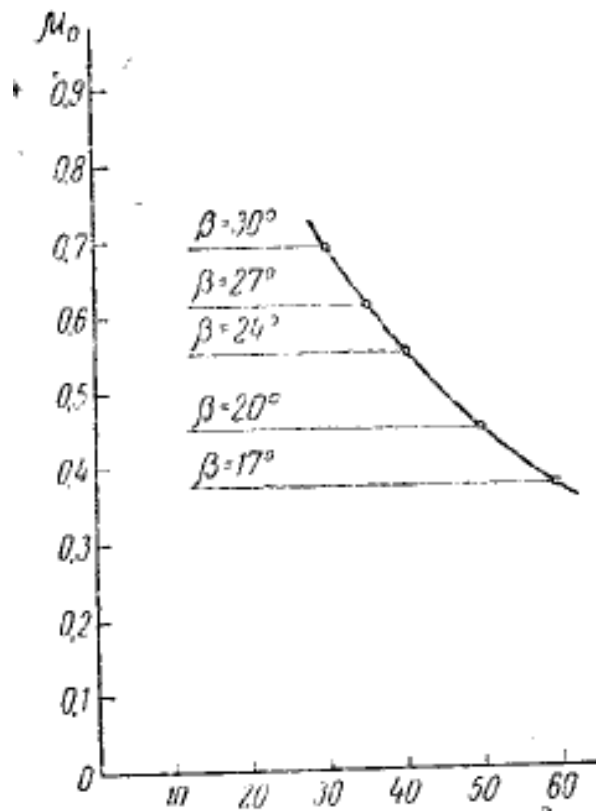


Рисунок 3.6 – Графік залежності коефіцієнту зчеплення μ_0 від величини кута 2α клину у бічному приливі стрічки (при коефіцієнті тертя $\mu = 0,20$)

3.1.4 Визначення коефіцієнтів зчеплення канатів з футерівкою ведучих шківів

Коефіцієнт зчеплення канату зі шківом залежить від багатьох факторів, але у першу чергу це форма канавки шківу та її футерівка. Найбільший коефіцієнт зчеплення забезпечує клиноподібна канавка. З іншого боку, тривалий досвід застосування подібних шківів на підвісних канатних дорогах гірничих підприємств свідчить про швидке зношення такої канавки з утворенням в ній сідла і перетворення клиноподібної форми у напівкруглу, що істотно знижує коефіцієнт зчеплення. Розглянемо, яким самим чином це відбувається і як залежить приведений

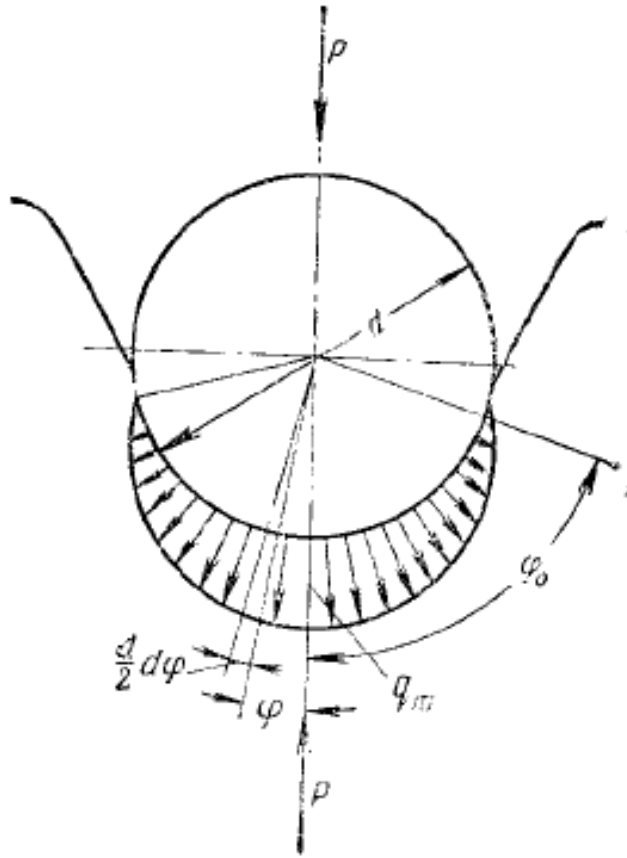


Рисунок 3.7 – Схема розподілення зусиль у канавці шківу

Якщо припустити, що поверхня канавки, на яку спирається канат, не є пружною, канат розглядається як гладкий циліндр, а його поперечний перетин не змінюється під час контактування з канавкою, то сила зчеплення канату з канавкою становитиме:

$$F = f \sum q = f_0 P. \quad (3.29)$$

Приведений коефіцієнт зчеплення $f_0 > f$, адже арифметичний підсумок тисків Δq більше геометричного підсумку P . Приведений коефіцієнт зчеплення канату зі шківом залежить від характеру розподілення опорних тисків по периметру окружності. Його можна виразити у наступній формі:

$$q = q_{max} \cos \varphi. \quad (3.30)$$

Арифметичний підсумок тисків:

$$\Sigma q = 2 \int_0^{\varphi_0} q \frac{d}{2} d\varphi = d q_{max} \sin \varphi_0. \quad (3.31)$$

Сила тиску канату на футерівку:

$$P = 2 \int_0^{\varphi_0} q \frac{d}{2} \cos \varphi d\varphi = d q_{max} \frac{1}{2} (\varphi_0 + 0,5 \sin 2\varphi_0). \quad (3.32)$$

Коефіцієнт зчеплення:

$$f_0 = \frac{\Sigma q f}{P} = \frac{2 \sin \varphi_0}{\varphi_0 + 0,5 \sin 2\varphi_0} f. \quad (3.33)$$

Визначення коефіцієнту тертя та перевірка коефіцієнту зчеплення проводилися експериментальним методом, під час реалізація якого вирішувалися задачі виявлення впливу на коефіцієнт зчеплення способу звивання канатів, їх діаметру, величини натягу канату, стану поверхні та тиску канату на футерівку.

Для цього канат затискався між двома пластинами спеціального стенду. Верхня з них шарнірно закріплювалася на важелі, один кінець якого повертався відносно нерухомого шарніру, а на другий підвішувалися вантажі. Для навантаження канату використовувалася ручна лебідка зі спеціальною планкою з тензометричними датчиками. Параметри дослідів змінювалися у таких межах:

- пластини використовувалися двох типів: плоскі та з напівкруглими канавками з кутом контактування $2\varphi_0 = 130^\circ$. Довжина пластин 250 мм, матеріал – Ст. 3;

- дослідження проводилися з трьома канатами: одним з хрестовим звиванням та діаметром 20 мм і двома з одностороннім звиванням і діаметрами 23,5 і 29 мм;

- тиск пластин на канат змінювався від 2,5 до 12,5 МПа.

Канати змащувалися канатним мастилом ВТУ-259-48 МНП.

На рис. 3.8 показані графіки залежності коефіцієнтів зчеплення і тертя канату одностороннього звивання від тиску на нього [13]. Порівняння величин коефіцієнтів зчеплення і тертя канатів однакового одностороннього звивання, але різних за діаметрами показує, що збільшення діаметру канату викликає підвищення коефіцієнтів зчеплення і тертя приблизно на 15%. Це можна пояснити тим, що ка-

нат більшого діаметру має більш товсті зовнішні дроти, а тому його поверхня менш округла та більш шорстка.

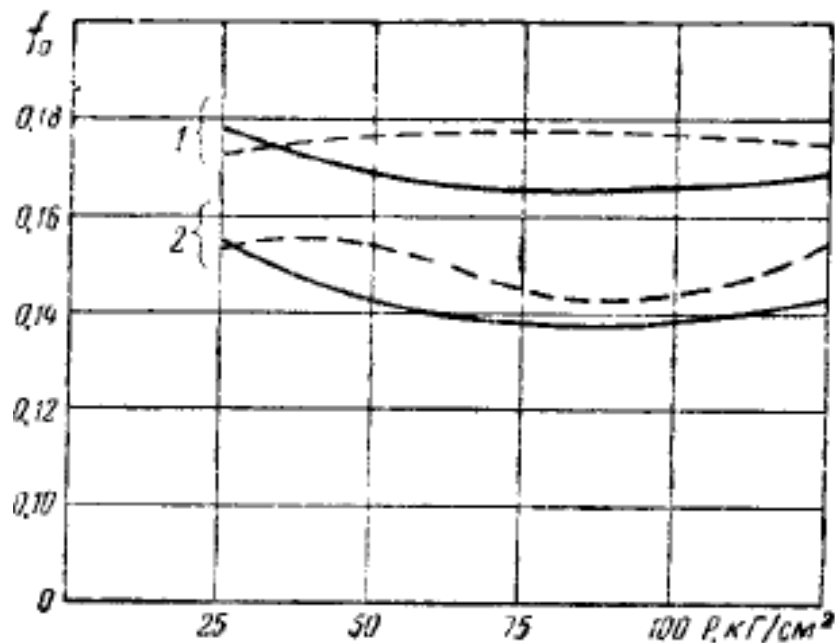


Рисунок 3.8 – Графіки залежності коефіцієнтів зчеплення і тертя канату одностороннього звивання від тиску на його футерівку:
1 – пластини з напівкруглими канавками; 2 – плоскі пластини
(суцільні лінії – змащений канат; пунктирні лінії – незмащений канат)

Результати проведених досліджень свідчать, що вони мають бути продовжені з метою створення нових конструкційних матеріалів для футерування канатоведучих шківів. Підвищення коефіцієнту зчеплення забезпечуватиме передачу більших тягових зусиль одночасно із спрощенням конструктивного виконання шківів та зростання довговічності канатів.

3.2 Експериментальні дослідження параметрів стрічково-канатних конвеєрів

Для вивчення режимів роботи приводу в різні періоди експлуатації стрічково-канатного конвеєра, тягових зусиль у канатах та опорів їх переміщенню по роликах, а також оцінки працездатності окремих вузлів установки були проведені

експериментальні дослідження стрічково-канатного конвеєра КЛК-1, призначеного для підйому вугілля з кар'єру. Принципова схема установки показана на рис. 3.9, а її технічні характеристики приведені у табл. 3.2.

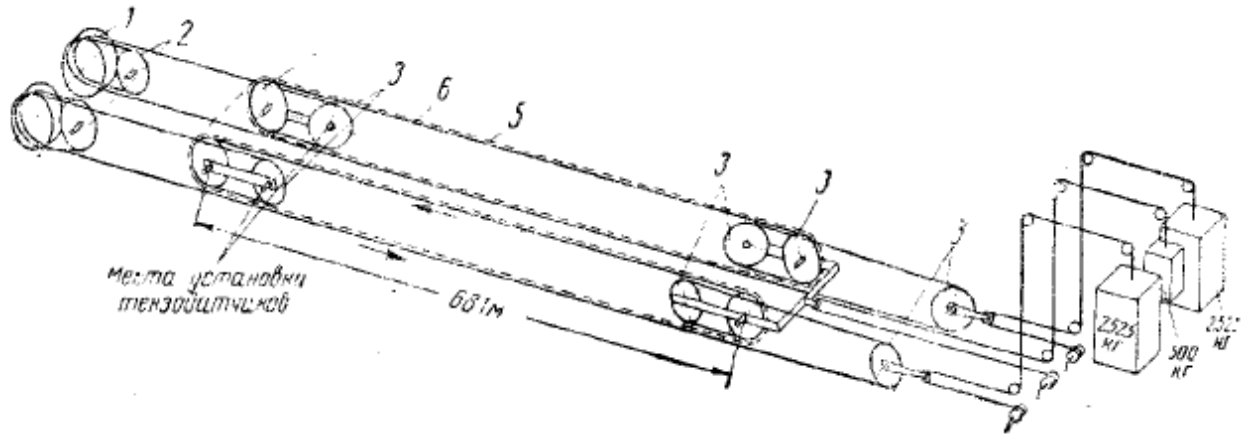


Рисунок 3.9 – Принципова схема стрічково-канатного конвеєра КЛК-1:
1, 2, 3 – відповідно приводні, протилежні та відхиляючі шкідви;
4 – розвантажувальний барабан; 5 – стрічка; 6 – канати

Проведені у промислових умовах дослідження стрічково-канатного конвеєра дозволили проаналізувати роботу приводу установки з роздільними електродвигунами, визначити статичні та динамічні зусилля у тягових канатах. Величина останніх на завантаженому конвеєрі становить 13-15% від статичних.

Було визначено коефіцієнт опору переміщенню канатів по гумованим підтримувальним роликам, який виявився приблизно однаковим як для завантаженого, так і порожнього конвеєра. Його величина склала біля 0,027.

За швидкістю розповсюдження пускової хвилі деформації канатів і стрічки був оцінений агрегатний модуль пружності системи «канати-стрічка», який дорівнював приблизно $(0,7-0,8) \cdot 10^5$ МПа.

Коефіцієнт затухання коливань для цієї системи змінювався у межах від 0,6 до $0,635 \text{ с}^{-1}$.

Модуль поперечної пружності стрічки на перекіс був приблизно оцінений як 10^4 Н/м^2 . Дослідження розподілення навантажень між двигунами приводу та роботи їх на різних за жорсткістю характеристиках дозволили встановити, що жо-

Таблиця 3.2 – Технічна характеристика стрічково-канатного конвеєра КЛК-1

Показник	Значення
Довжина конвеєра (між осями приводного та натяжного шківів), м	693
Кут підйому транспортованого матеріалу, град.	7°17'
Продуктивність по вугіллю ($\gamma = 0,9 \text{ т/м}^3$), т/г	550
Стрічка: тип	А-2 з трьома прокладками з бельтингу Б-820, з поперечними ресорами та башмаками
ширина, мм	1200
швидкість, м/с	2,12
Тягові канати: тип	ГОСТ 3078
кількість	2
погонна вага, Н/м	37
межа міцності дротів, МПа	1400
відстань між канатами, мм	1300
Приводні шківви: діаметр, мм	2000
матеріал футерівки	Ст. 3
кут обхвату шківу канатом, град.	360
Діаметри основних конструктивних елементів, мм:	
відхиляючих шківів	1750
підтримувальних роликів:	
верхньої гілки конвеєра	420
нижньої гілки конвеєра	250
барабану стрічки	1854
Електродвигуни приводу: тип	МАД-1238-8
кількість	2
потужність, кВт	160 x 2
Повна маса установки, кг	163400

рсткість стрічки на перекіс є визначальним фактором для синхронізації руху тягових канатів та розподілення навантажень між двигунами приводу. Процес синхронізації тягових канатів спрощується із збільшенням довжини конвеєра, адже динамічна поведінка усієї системи в установках значної довжини (порядку 3-4 км) майже не залежить від жорсткості робочих характеристик двигунів. У цьому випадку можлива робота двигунів на природних характеристиках.

Величина поперечної жорсткості на перекіс стрічки існуючої конструкції виключає можливість скидання її з канатів при будь-яких різницях зусиль у канатах.

З метою забезпечення пуску і роботи приводів стрічково-канатного конвеєра без буксування величину тягової спроможності приводу слід вибирати виходячи з можливості існування різниці у натягах канатів у точках набігання на шків не менше 10% при максимальному завантаженні установки.

Дослідження показали також, що динамічні навантаження у канатах під час контакторного пуску асинхронних двигунів не перевищують 20-30% від статичних.

Висновки:

- оскільки тягове зусилля у стрічково-канатному конвеєрі забезпечується силами тертя між канатоведучими шківками, канатами і стрічкою, основними задачами під час дослідження процесів взаємодії цих елементів є визначення характеру фрикційного зв'язку між стрічкою і канатом по усій довжині конвеєра та розрахунок коефіцієнтів зчеплення канатів зі стрічкою і шківками для встановлення максимально можливого кута нахилу стрічково-канатного конвеєра та тягової спроможності його приводу;

- фізична сутність процесу передачі тягового зусилля фрикційним методом та наявність пружного витягування як стрічки, так і канатів під впливом діючих робочих навантажень вимагають створення таких умов експлуатації цих конструктивних елементів конвеєра, при яких відсутнє їх взаємне ковзання, а має місце лише статичне тертя;

- для надійної роботи похилого стрічково-канатного конвеєра необхідне перевищення сили зчеплення стрічки з тяговими канатами над силою опору переміщення стрічки з величиною коефіцієнта запасу необхідних сил зчеплення не менше, ніж 1,15. Для цього потрібно, зокрема, забезпечити відповідні умови зчеплення канатів з клиноподібними канавками у бічних приливах стрічки конвеєрної установки, особливо з урахуванням прогину ресор стрічки під дією максимального навантаження, що викликає поворот цих приливів;

- величини приведених коефіцієнтів зчеплення та коефіцієнтів тертя залежать від способу звивання канатів, стану їх поверхні, тиску на стрічку, температурних умов експлуатації. Для збереження постійних умов третьової взаємодії тягових канатів зі стрічкою рекомендується вдаватися до жорсткого армування клиноподібних канавок останньої;

- не менш важливим є нормальні умови взаємодії тягових канатів з канатоведучими шківками. Під час експериментального дослідження цього процесу оцінено вплив на характер його протікання способу звивання канатів, їх діаметру, величини натягу канату, стану поверхні та тиску канату на футерівку шківів;

- шляхом експериментально-промислових випробувань стрічково-канатного конвеєра були проаналізовані режими роботи його приводу в різні періоди експлуатації, тягові зусилля у канатах та опори їх переміщенню по роликах, а також оцінена працездатність окремих вузлів транспортної установки. Під час їх проведення, зокрема, було з'ясовано, що з метою забезпечення пуску і роботи приводів стрічково-канатного конвеєра без буксування величину тягової спроможності його приводу слід вибирати виходячи з можливості існування різниці у натягах канатів у точках набігання на шківки не менше 10% при максимальному завантаженні установки.

4 ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНВЕЄРІВ СТРІЧКОВО-КАНАТНОГО ТИПУ

4.1 Вибір конструктивних параметрів стрічки

Для конвеєра будь-якого типу, у тому числі стрічково-канатного, основним критерієм для визначення продуктивності установки є можлива ємність його робочого органу. Для стрічки це площа поперечного перетину матеріалу, що лежить на ній. Для конвеєра стрічково-канатного типу вона залежить від ширини стрічки та величини прогину ресор.

Для запобігання провалювання стрічки між канатами розрахунок ресор потрібно вести за умови максимального завантаження стрічки з розташуванням матеріалу по усій її ширині з кутом природного укосу у спокою біля бічних приливів. Такі умови забезпечать надійну роботу стрічки при можливих перевантаженнях. Максимальний прогин ресори при цьому має відповідати максимально допустимому куту повороту бічного приливу стрічки на канатах.

Кожну ресору можна розглядати як двохопорну балку, а поперечний перетин матеріалу, що лежить на стрічці, обмеженим зверху лінією, наближеною до параболи, а знизу – дугою прогину ресор. Тоді розрахункове зусилля на останні буде складатися з ваги вантажу цієї конфігурації (рис. 4.1) [13]:

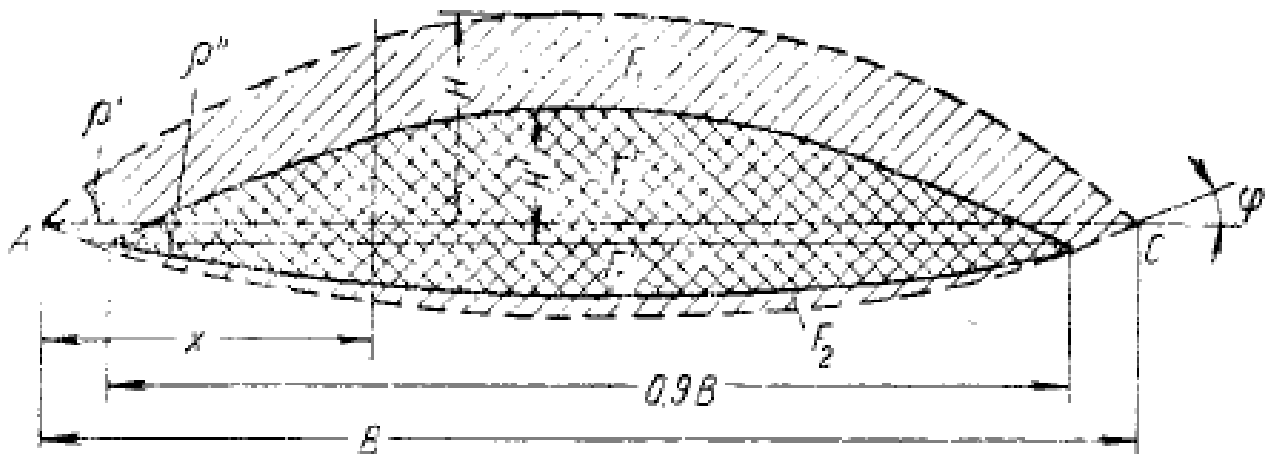


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема навантаження на ресори стрічки

$$F = F_1 + F_2. \quad (4.1)$$

Рівняння параболи, якою окреслений зверху перетин вантажу на стрічці:

$$y = \frac{4H}{B} \left(x - \frac{x^2}{B} \right) = \tan \rho' \left(x - \frac{x^2}{B} \right), \quad (4.2)$$

де ρ' – кут природного укосу матеріалу, що знаходиться у стані спокою; B – ширина стрічки.

Диференціальне рівняння пружної лінії вигнутої під вагою матеріалу ресори:

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{5}{12} \gamma (\tan \rho' + \tan \varphi) \left(x - \frac{x^2}{B} \right) x^2, \quad (4.3)$$

де E – модуль пружності матеріалу ресори; J – момент інерції поперечного перетину ресор, розташованих на 1 погонному метрі стрічки; γ – об'ємна вага насипного вантажу.

Після інтегрування та перетворень отримуємо:

$$J_0 = \frac{1}{256} \gamma \frac{\tan \rho' + \tan \varphi}{nE \tan \varphi} B^4, \quad (4.4)$$

де J_0 – момент інерції поперечного перетину однієї ресори; n – кількість ресор на 1 м стрічки.

Розрахуємо потрібні величини моменту інерції однієї ресори для транспортування найбільш розповсюджених вантажів у гірничій промисловості – вугілля та руди. Приймемо розмір шматків матеріалу до 100-150 мм, кути його природного укосу у стані спокою та об'ємну вагу: для вугілля відповідно $\rho' = 36^\circ$, $\gamma = 0,9$ т/м³; для руди відповідно $\rho' = 40^\circ$, $\gamma = 2,5$ т/м³. Максимальний робочий кут повороту ресори $\varphi = 15^\circ$, матеріал ресори – пружинна сталь з модулем пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, відстань між ресорами – 100 мм (тобто $n = 10$).

Якщо підставити усі ці значення у формулу (4.4), то можна отримати прості формули для визначення моменту інерції перетину однієї ресори для стрічок різного призначення, а саме:

- для стрічок, призначених для транспортування вугілля:

$$J_0 \approx 0,006B^4, \text{ см}; \quad (4.5)$$

- для стрічок, призначених для транспортування руди:

$$J_0 \approx 0,02B^4, \text{ см}. \quad (4.6)$$

Погонна вага стрічки:

$$q_1 = \gamma_1 B' (si + s' + s'') + \gamma_1 B h \frac{100+h}{h} + 10^{-3} \gamma_2 n B' h^2 + q_{\text{пр}}, \text{ кг/м}, \quad (4.7)$$

де $\gamma_1 = 1,1 \text{ т/м}^2$ – середня питома вага прокладок та обкладинок стрічки; γ_2 – питома вага матеріалу ресори, т/м^2 ; $B' = 1,05B$ – довжина ресори, м; s – товщина прокладки, мм; i – число прокладок; s' – товщина верхньої обкладинки, мм; s'' – товщина нижньої обкладинки, мм; h – сторона квадрату поперечного перетину ресори, мм; $q_{\text{пр}}$ – погонна вага бічних гумових приливів стрічки, кг/м:

$$q_{\text{пр}} = 0,3d_k^2, \quad (4.8)$$

де d_k – діаметр канату, см.

У табл. 4.1 приведені розміри ресор та погонна вага стрічок, призначених для транспортування вугілля та руди. Товщини обкладинок: верхньої – $s' = 3$ мм для вугільних стрічок та $s' = 6$ мм для рудних; нижньої – $s'' = 2$ мм (для обох типів стрічок).

Таблиця 4.1 – Розміри ресор та погонна вага стрічок для вугілля і руди

Ширина стрічки B , м	Сторона квадрату поперечного перетину ресори h , мм	Полегшена стрічка		Звичайна стрічка	
		q_c , кг/м	вміст металу, %	q_c , кг/м	вміст металу, %
Стрічки для вугілля					
0,8	5	11,4	14,4	15,3	10,7
0,9	5	12,2	15,2	17,0	11,0
1,0	6	14,5	20,0	20,4	14,4
1,2	7	18,8	25,6	27,0	17,8
1,4	8	24,3	30,0	35,1	20,8
1,6	9	29,6	35,8	43,3	24,7
2,0	11	43,0	46,2	65,0	36,5

Продовження таблиці 4.1					
Стрічки для руди					
0,8	6	13,7	17,3	18,1	13,1
0,9	7	16,2	22,4	21,9	15,7
1,0	8	19,6	26,5	29,0	20,5
1,2	9	24,8	32,1	34,3	23,3
1,4	11	33,7	41,2	47,7	29,1
1,6	13	44,3	50,0	63,0	35,2
2,0	16	68,6	61,1	96,9	43,3

На рис. 4.2 приведені порівняльні графіки залежності погонної ваги стрічок різного призначення від їх ширини [13]. Розглянуто стрічки стрічково-канатних конвеєрів для вугілля і руди, а також гумотросова стрічка стрічкового конвеєра розробки НДІГП (Науково-дослідного інституту гумової промисловості).

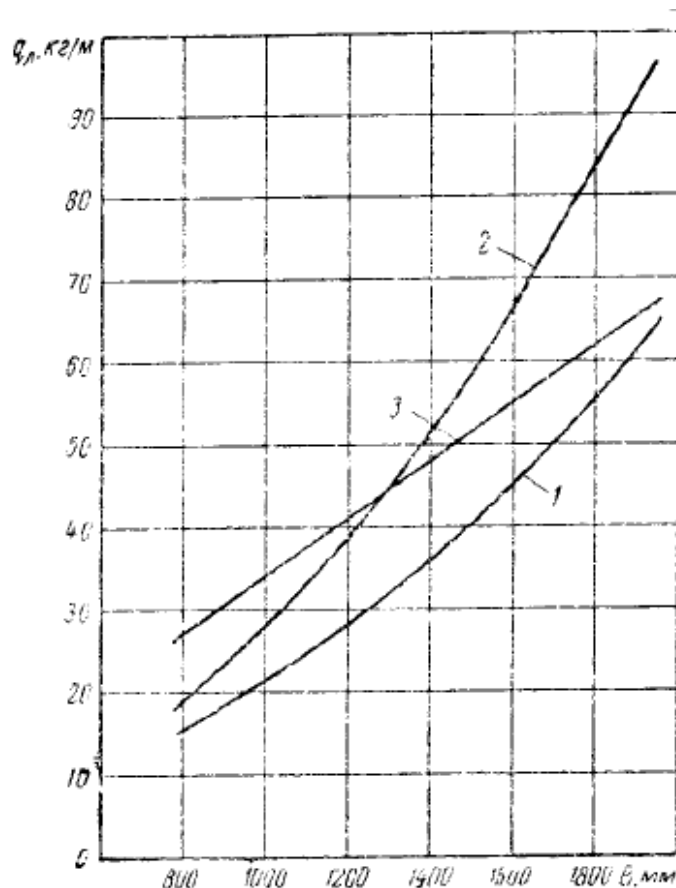


Рисунок 4.2 – Графіки порівняння погонної ваги стрічок для стрічково-канатного та стрічкового конвеєрів:

1, 2 – стрічки для стрічково-канатного конвеєра (відповідно для вугілля та руди);
3 – гумотросова стрічка для стрічкового конвеєра розробки НДІГП

Стрічки стрічково-канатного конвеєра для транспортування вугілля на 40% легше гумотросових для стрічок завширшки 800 мм і на 10% – для стрічок завширшки 2000 мм. Рудні стрічки стрічково-канатного конвеєра мають наступні аналогічні показники: для $B = 800$ мм – легше на 50%, для $B = 1200$ мм – приблизно однакову вагу, а для $B = 2000$ мм – важче на 45%. Це говорить про те, що із збільшенням ширини стрічки їх вага для стрічково-канатних конструкцій зростає на більшу величину, ніж для стрічкових.

Для стрічково-канатних конвеєрів може бути використана полегшена на 25-30% конструкція стрічки, в якій з метою економії гуми квадратні ресори з трьох боків закриті верхньою обкладинкою (рис. 4.3) [13]. Такий результат досягається за рахунок відсутності гумового заповнювача між ресорами і прокладками, як це зроблено у звичайних стрічок. Крім того, ребриста поверхня стрічки сприяє утриманню матеріалу на ній від скочування у разі установки стрічково-канатного конвеєра під кутом нахилу більше 18° . Для таких кутів нахилу знадобиться додатково армувати клиноподібні канавки у бічних приливах стрічки жорсткими скобами.



Рисунок 4.3 – Поперечний перетин полегшеної конструкції стрічки

Максимальний прогин стрічки:

$$y_0 = \frac{B \tan \varphi}{4}. \quad (4.9)$$

Після вибору перетину ресори потрібно перевірити діючі в ній згинальні напруження. Це можна зробити виходячи зі втомної міцності ресори. Справа у тім, що ресори на робочій гілці конвеєра згинаються, а після розвантаження матеріалу

(на порожній гілці) – розгинаються. Кожна ресора сприймає таким чином періодичне навантаження від нуля до максимуму. Крім того, під час руху стрічки відбуваються коливання ресор за рахунок перегину канатів на підтримувальних роликах. Утім, останнім фактором можна знехтувати, а основним вважати завантаження стрічки транспортованим матеріалом. На рис. 4.4 показана діаграма змінення напружень у ресорі в залежності від часу [13].

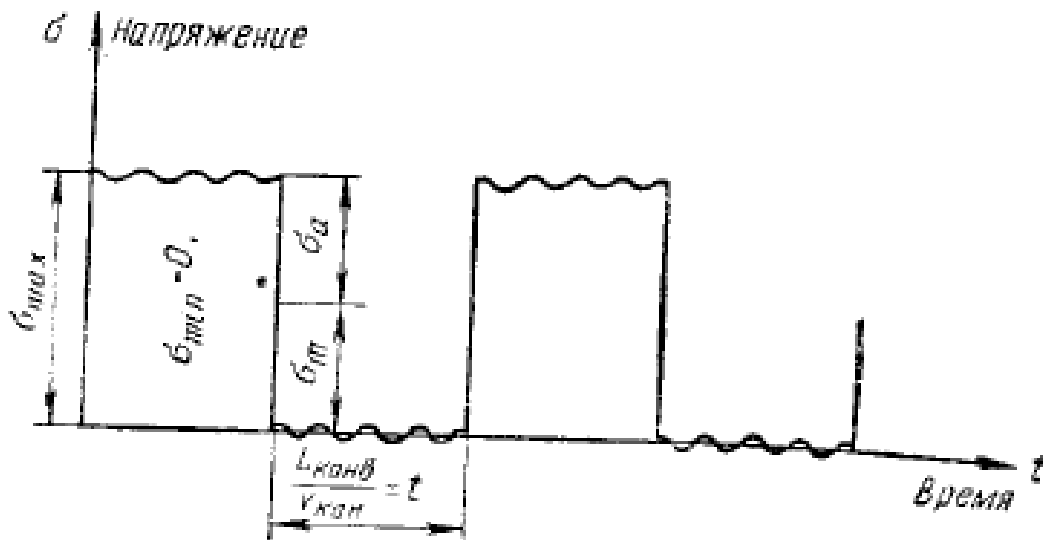


Рисунок 4.4 – Діаграма змінення напружень у ресорі

Позначимо: $\sigma_{\max}$ – максимальне напруження у ресорі, яке не повинно перевищувати допустиме напруження; σ_a – амплітуда напруження циклу оберту стрічки; σ_m – середнє напруження циклу.

Для розглянутого випадку матимемо:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{1}{2} \sigma_{\max} \leq \frac{1}{2} \sigma_{\text{доп}}. \quad (4.10)$$

Коефіцієнт запасу з руйнування:

$$n_3 = \frac{1}{\frac{k_{-1}}{\varepsilon_{\Pi} \varepsilon_M} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B}}, \quad (4.11)$$

де $\sigma_6 = 1300$ МПа – межа міцності для ресорної сталі 55С₂; σ_{-1} – межа витривало-

сті; k_{-1} – коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень; ε_n – коефіцієнт якості поверхні; ε_m – масштабний коефіцієнт.

При визначенні межі витривалості σ_{-1} приймається напруження, при якому зразок може витримати 10^8 циклів навантажень:

$$\sigma_{-1} = 4000 + \frac{1}{6} \sigma_B. \quad (4.12)$$

Для сталі 55C₂ $\sigma_{-1} = 617$ МПа. Решта показників: $k_{-1} = 1$; $\varepsilon_n = 1$ (для шліфованої поверхні); $\varepsilon_m = 1$.

Враховуючи, що $\sigma_a = \sigma_m = \frac{1}{2} \sigma_{\text{доп}}$, з рівняння (4.11) можна визначити:

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{2}{n_3 \left(\frac{k_{-1}}{\varepsilon_n \varepsilon_m} \cdot \frac{1}{\sigma_{-1}} + \frac{1}{\sigma_B} \right)}. \quad (4.13)$$

Приймаємо $n_3 = 1,5$. Тоді робоче допустиме напруження у ресорі становитиме: $\sigma_{\text{доп}} = 560$ МПа.

Отримані залежності дають можливість визначити раціональні конструктивні параметри стрічки для розрахунку погонного навантаження матеріалу на ній.

4.2 Визначення раціональної продуктивності установки

Загальновідомо, що продуктивність будь-якої конвеєрної установки залежить від площі поперечного перетину транспортованого матеріалу на його робочому органі та швидкості переміщення цього органу.

Будемо вважати, що матеріал на стрічці стрічково-канатного конвеєра займає 90% її ширини. Теоретично можливе завантаження стрічки до 95% її ширини, тобто аж до внутрішніх кромek бічних приливів, на які припадає біля 5% ширини (якщо вимірювати її за відстанню між осями тягових канатів). Але таке надмірне завантаження небажане через можливість потрапляння матеріалу у клиноподібні канавки, на стінках яких завжди є мастило від тягових канатів. Змішування породного дріб'язку з мастилом негативно впливатиме на довговічність як са-

мої стрічки, так і канатів.

Площа поперечного перетину F_1 транспортованого матеріалу на стрічці буде дорівнювати підсумку двох площ (див. рис. 4.1):

- площі F_1' ділянки, обмеженої зверху параболою (її крутизна визначатиметься кутом природного укосу ρ' матеріалу під час руху), а знизу – горизонтальною прямою довжиною $0,9B$;

- площею F_2' ділянки між згаданою прямою та увігнутою під вагою матеріалу стрічкою.

Площу першої ділянки можна обчислити за наступною формулою:

$$F_1' = \frac{2}{3} 0,9BH' = 0,135B^2 \tan \rho'', \text{ м}^2. \quad (4.14)$$

Площа другої ділянки може бути приблизно оцінена як чверть від першою. Тоді будемо мати:

$$F_1 = (1,2 \div 1,25)F_1'. \quad (4.15)$$

Величина згинального моменту від дії робочого навантаження на середині ресори складе:

$$M \approx \frac{1}{30} \cdot \frac{1}{n} \tan \rho' \cdot \gamma B^3, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.16)$$

При розрахунку продуктивності стрічкових зазвичай приймають: $\rho'' = (0,35-0,5)\rho'$. На стрічково-канатному конвеєрі внаслідок відсутності роликів під стрічкою матеріал буде рухатися більш плавно, без зайвих струшувань, тому кут природного укосу матеріалу у русі буде більшим у порівнянні зі стрічковим конвеєром. Практичні результати експлуатації таких установок показують, що, наприклад, для вугілля кут природного укосу у русі може змінюватися у межах $23-26^\circ$, а у стані спокою – $36-40^\circ$. Виходячи з цього, можна вважати, що для стрічково-канатних конвеєрів ρ'' становить біля $2/3$ від ρ' , тобто приймаємо, що для подрібненого вугілля $\rho'' \approx 24^\circ$, а для руди $\rho'' \approx 26^\circ$.

У табл. 4.2 приводяться дані розрахунку погонних навантажень q , визначених у залежності від ширини стрічки та об'ємної ваги транспортованого матеріалу за наступною формулою:

$$q = (1,2 \div 1,25)F_1'\gamma \approx 1,65B^2 \tan \rho'' \cdot \gamma, \text{ Н/м.} \quad (4.17)$$

Таблиця 4.2 – Погонні навантаження на стрічку стрічково-канатного конвеєра

Ширина стрічки B , мм	800	900	1000	1200	1400	1600	2000
Погонне навантаження q , Н/м:							
для вугілля ($\gamma = 0,9 \text{ т/м}^3$)	430	550	680	970	1340	1740	2750
для руди ($\gamma = 2,5 \text{ т/м}^3$)	1300	1580	2040	2900	4000	5200	8150

На рис. 4.5 приведені порівняльні графіки залежності величини погонного робочого навантаження q для вугілля від ширини стрічки B стрічково-канатного та стрічкового конвеєрів з трьохролковими опорами і кутом нахилу бічних роликів 30° .

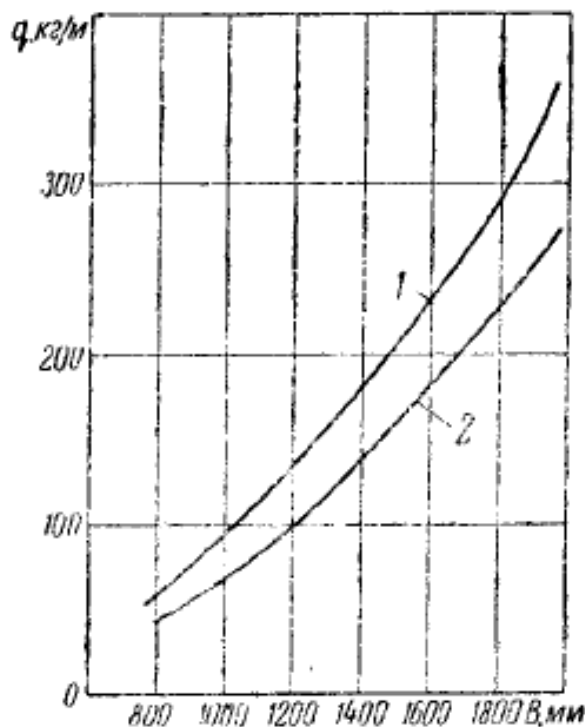


Рисунок 4.5 – Залежність величини погонного робочого навантаження q для вугілля від ширини стрічки B :
 1 – для стрічкового конвеєра; 2 – для стрічково-канатного конвеєра

Як добре видно з графіків, робоче навантаження на стрічково-канатному конвеєрі приблизно на 35% менше, ніж на стрічковому.

Продуктивність стрічково-канатного конвеєра розраховується за наступною формулою:

$$Q = 3600F\gamma v = 3,6qv = k_{\pi}B^2v\gamma, \text{ т/г}, \quad (4.18)$$

де k_{π} – коефіцієнт продуктивності. Для вугілля ($\rho'' \approx 24^\circ$) $k_{\pi} = 270$, а для руди ($\rho'' \approx 26^\circ$) – $k_{\pi} = 290$.

На графіках рис. 4.6 приведені максимальні значення продуктивності стрічково-канатних конвеєрів у залежності від швидкості транспортування, ширини стрічки та виду матеріалу.

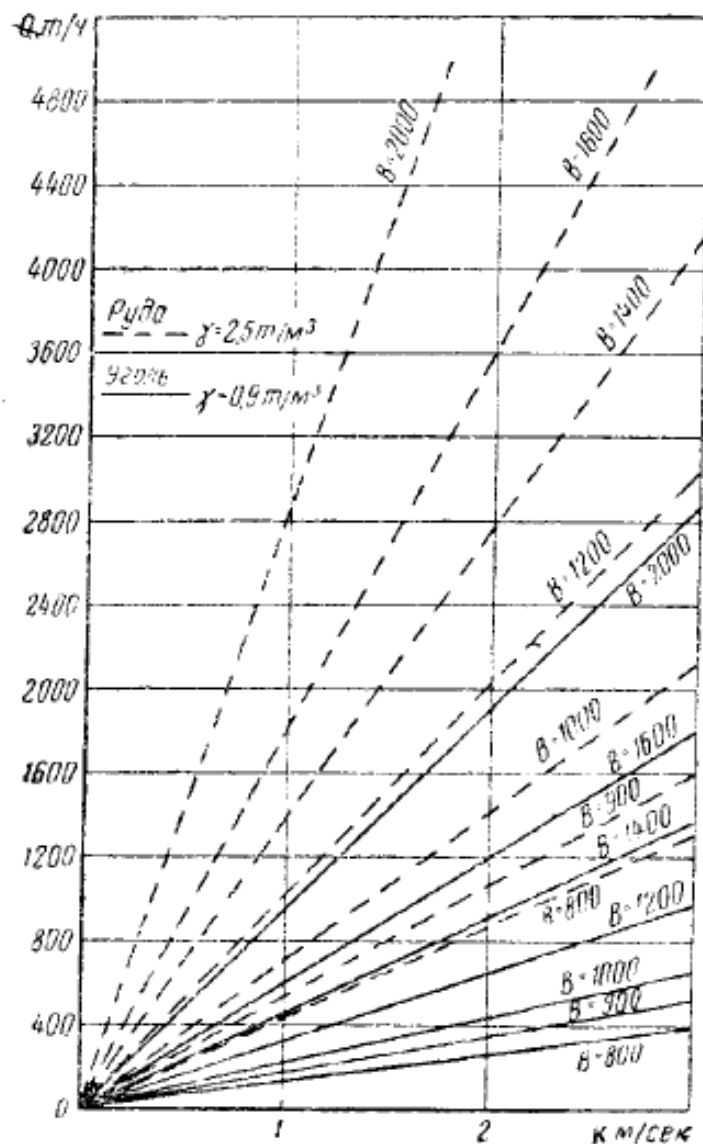


Рисунок 4.6 – Графіки залежності продуктивності стрічково-канатних конвеєрів від швидкості транспортування, ширини стрічки та виду матеріалу

При допустимій швидкості транспортування вугілля 2,5 м/с та стрічці за-
вширшки 1200 мм продуктивність стрічково-канатного конвеєра складає прибли-
зно 1000 т/г. При тій самій швидкості зі стрічками шириною 1400 і 1600 мм мож-
на досягти продуктивності відповідно 1400 і 1850 т/г.

Для похилих стрічково-канатних конвеєрів (як, власне, і для стрічкових) під
час визначення продуктивності потрібно використовувати коефіцієнт зниження
 k_β , який враховує зменшення поперечного перетину вантажу на стрічці. Його при-
близні значення (за даними ВНДІПТМАШ) приведені у табл. 4.3 [Пух].

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнту зниження продуктивності k_β

Кут нахилу конвеєра β , град.	0-10	12	18	20	24
Коефіцієнт k_β	1,0	0,98	0,93	0,90	0,85

4.3 Оцінка можливої довжини єдиного постапу стрічково-канатного конвеєра

Довжина стрічково-канатного конвеєра залежить в основному від погонного
навантаження, діаметру канатів, тягової спроможності приводу та кута нахилу ус-
тановки.

Знаючи задані величини погонного навантаження та довжини конвеєра, мо-
жна знайти необхідне окружне зусилля обох канатоведучих шківів:

$$W_0 = \{q \sin \beta + \omega \cos \beta [q + 2(2q_k + q_c)] + \omega(q'_p + q''_p)\}L. \quad (4.19)$$

З іншого боку, виходячи з тягової спроможності обох канатоведучих шківів
та максимального розривного зусилля канатів, це окружне зусилля можна записа-
ти як:

$$W_0 = 2 \frac{T_p}{n} \cdot \frac{e^{f\alpha} - 1}{m e f \alpha}, \quad (4.20)$$

де T_p – розривне зусилля одного тягового канату, Н; n – запас міцності канату; m –
коефіцієнт запасу тягової спроможності приводу.

Якщо прирівняти праві сторони рівнянь (4.19) і (4.20), після перетворень можна отримати вираз для визначення довжини конвеєра:

$$L = \frac{2 \frac{T_p}{n} \cdot \frac{e^{f\alpha} - 1}{m e^{f\alpha}}}{q \sin \beta + \omega \cos \beta [q + 2(2q_k + q_c)] + \omega (q'_p + q''_p)}. \quad (4.21)$$

На рис. 4.7 і 4.8 представлені графіки залежності довжини стрічково-канатного конвеєра від діаметра канатів, ширини стрічки, кута нахилу та тягової спроможності його приводу під час транспортування відповідно вугілля та руди [13]. Погонні навантаження для вугілля і руди, а також вага стрічок для побудови графіків взяті з табл. 4.1 і 4.2. Канати вибиралися за ГОСТ 3078 з межею міцності дротів $\sigma = 1600$ МПа, запасом міцності $n = 4,5$ та запасом тягової спроможності $m = 1,2$.

Як показує закордонний досвід, за умови ретельного виготовлення та належного догляду за станом підтримувальних роликів коефіцієнт опору переміщенню канатів по невикритих гумою роликах приймається рівним $\omega = 0,013$. При побудові графіків прийнята величина $\omega = 0,02$.

На них видно, що, наприклад, для стрічки завширшки $B = 1000$ мм і діаметрі канатів $d_k = 37,5$ мм для руди з $\gamma = 2,5$ т/м³ при куті обхвату шківу канатом $\alpha = 360^\circ$ і $f = 0,16$ можлива довжина транспортування по горизонталі складає $L = 2800$ м, а при $\alpha = 360^\circ$ і $f = 0,4$ – $L = 4200$ м. Для транспортування вугілля з $\gamma = 0,9$ т/м³ відповідні величини довжини транспортування складуть 5600 і 8800 м.

Ще більше зростання можливої довжини стрічково-канатного конвеєра на один постав може бути досягнуто наступними шляхами:

- використанням канатів з підвищеною межею міцності дротів до $\sigma = 1800$ МПа;
- застосуванням футерівок з більш високим коефіцієнтом зчеплення;
- використанням канатів діаметром вище 37,5 мм за умови створення спеціальних пристосувань для їх звивання;
- зменшенням погонного навантаження у порівнянні з максимально розрахунковим (у разі доцільності).

Максимальна підсумкова потужність приводу стрічково-канатного конвеєра виходячи з допустимого розривного зусилля у канатах становитиме:

$$N = \frac{2 \frac{T_p \cdot e^{f\alpha} - 1}{n \cdot m e^{f\alpha}}}{102} v m_1, \quad (4.22)$$

де m_1 – коефіцієнт запасу потужності, що приймається рівним 1,15-1,2.

Для тягових канатів діаметром 32 мм при їх швидкості 2,5 м/с підсумкова потужність приводу не перевищує 600 кВт, а для канатів діаметром 37,5 мм – 830 кВт.

Удосконалений конструктивний варіант стрічково-канатного конвеєра з подовженою довжиною на один постав представлений на рис. 4.9 [13]. В ньому замість ресор у стрічку вмонтований нескінчений сталевий лист, що виконує ті самі функції, що й ресори. Крім того, для подовження конвеєра стрічка тут виконує функції не лише вантажонесучого органу, але й тягового.

Два тягових канати 1 конвеєра, що спираються на верхній гілці на підтримувальні ролики 2, мають самостійні приводні 3 та натяжні 4 пристрої.

Стрічка 5, що лежить на верхніх канатах, має свої привод 6 та натяжний пристрій 7. На нижній гілці канати лягають на стрічку, а вона спирається на ролики 8. Для запобігання падіння стрічки з канатів на нижній гілці передбачені напрямні 9.

У звичайному стрічково-канатному конвеєрі стрічка на нижній гілці так само, як і на верхній, лежить на канатах. В удосконаленому – навпаки. Для цього потрібно тягові канати на кінцевих станціях у розвантажувального та кінцевого барабанів за допомогою батарей роликів розводити в сторони. Для надання стрічці жорсткості, еквівалентній жорсткості ресор, при ширині до 1000 мм необхідна товщина вбудованого сталевго листа має бути більше 1,5 мм (або пакет з двох листів товщиною по 1 мм, між якими при вулканізований чи приклеєний тонкий шар гуми або текстильна прокладка (сквідж), який значно підвищує момент інерції поздовжнього перетину стрічки у порівнянні з одним листом тієї ж підсумкової величини).

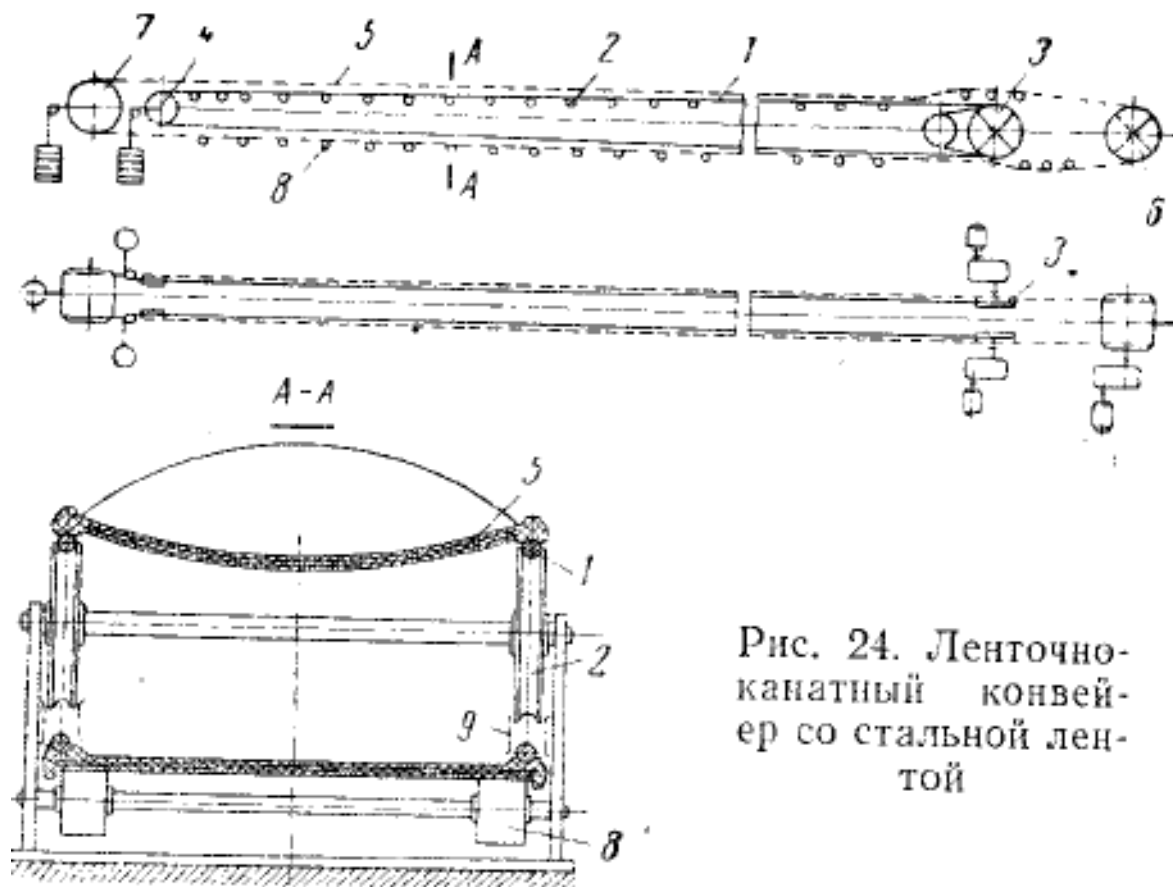


Рис. 24. Ленточно-канатный конвейер со стальной лентой

Рисунок 4.9 – Стрічково-канатний конвеєр подовженої довжини зі сталевою стрічкою:

1 – тягові канати; 2 – канатні підтримувальні ролики; 3 – приводні пристрої; 4 – канатні натяжні пристрої; 5 – стрічка; 6 – привод; 7 – стрічковий натяжний пристрій; 8 – стрічкові підтримувальні ролики; 9 – напрямні

Стикування такої стрічки здійснюється за допомогою вулканізації, як це робиться на сталевих смугах для звичайних стрічкових конвеєрів.

Довжина конвеєра зі сталевою стрічкою може бути визначена за наступною формулою:

$$L = \frac{\left(2 \frac{T_p}{n} \cdot \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} + \frac{T'}{n'} \cdot \frac{e^{f'\alpha'} - 1}{e^{f'\alpha'}} \right) \frac{1}{m}}{q \sin \beta + \omega \cos \beta [q + 2(2q_k + q_c)] + \omega(q_p' + q_p'')}, \text{ м}, \quad (4.23)$$

де T' – розривне зусилля сталевої стрічки; n' – запас міцності стрічки; f' – коефіцієнт зчеплення стрічки з барабаном приводу; α' – кут обхвату барабану стрічкою.

Зробимо приблизний розрахунок довжини стрічково-канатного конвеєра зі сталевою стрічкою. Ширину стрічки беремо 900 мм, а діаметр тягових канатів 32

мм.

Звичайна стрічка завширшки 900 мм для вугілля має поперечний перетин ресори 5 x 5 мм, для руди 7 x 7 мм, крок між ресорами 100 мм. При жорсткості, еквівалентній ресорам, товщина двох сталевих листів з проміжним сквіджем товщиною 1 мм у стрічці для вугілля складає по 0,5 мм, а в стрічці для руди – по 1 мм. Погонна вага стрічки для вугілля буде 170 Н/м, а для руди – 26 Н/м.

Матеріал сталевих листів – сталь 55С₂ з межею міцності $\sigma = 1300$ МПа. Запас міцності сталевієї стрічки $n' = 10$. Площа поперечного перетину сталевих листів стрічки для вугілля складає 9 см², а для руди – 18 см². Кут обхвату стрічкою барабану – $\alpha' = 180^\circ$, коефіцієнт зчеплення при футерованому барабані $f' = 0,3$.

При діаметрі канатів 32 мм, куті обхвату $\alpha = 360^\circ$ і $f = 0,16$ довжина конвеєра зі сталевією стрічкою для транспортування вугілля ($q = 550$ Н/м) складає біля 8000 м, а при $f = 0,4$ та $f' = 0,4$ довжина зростає до 11000 м. Довжина конвеєра для руди ($q = 1800$ Н/м) відповідно дорівнює 5100 і 6700 м.

Якщо ж для транспортування вугілля використати стрічку, призначену для руди, то довжину конвеєра на один постав можна збільшити до 14000 м.

Висновки:

- обґрунтування раціональних параметрів стрічково-канатних конвеєрів передбачає, передусім, визначення раціональних конструктивних параметрів стрічки для розрахунку погонного навантаження матеріалу на ній, вибір оптимальної продуктивності установки та забезпечення максимально можливої довжини конвеєра на один постав;

- для зменшення погонної ваги стрічки стрічково-канатних конвеєрів запропонований полегшений на 25-30% конструктивний варіант стрічки, в якій з метою економії гуми квадратні ресори з трьох боків закриті верхньою обкладинкою. Така стрічка, крім інших переваг, демонструє кращі експлуатаційні якості під час роботи конвеєра на підвищених кутах нахилу установки;

- продуктивність стрічково-канатної установки залежить від ширини стрічки та величини прогину ресор. Для запобігання провалювання стрічки між каната-

ми розрахунок ресор потрібно вести за умови максимального завантаження стрічки з розташуванням матеріалу по усій її ширині з кутом природного укосу у спокою біля бічних приливів. Такі умови забезпечать надійну роботу стрічки при можливих перевантаженнях. Максимальний прогин ресори при цьому має відповідати максимально допустимому куту повороту бічного приливу стрічки на канатах;

- довжина стрічково-канатного конвеєра у розрахунку на один постав залежить в основному від погонного навантаження, діаметру канатів, тягової спроможності приводу та кута нахилу установки. Виходячи з умови забезпечення надійності роботи конвеєра, яка буде визначатися міцністю його тягових канатів, можна обґрунтувати максимально можливу довжину транспортної установки, яка у залежності від виду транспортованого матеріалу досягатиме декількох кілометрів;

- ще більше зростання можливої довжини стрічково-канатного конвеєра на один постав може бути досягнуто використанням канатів з підвищеною межею міцності, застосуванням футерівок з більш високим коефіцієнтом зчеплення та використанням канатів більших типорозмірів за умови створення спеціальних пристосувань для їх звивання.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дали можливість сформулювати наступні висновки та практичні рекомендації за їх результатами:

- стрічково-канатні конвеєри мають низку серйозних переваг у порівнянні з традиційними конструкціями стрічкових конвеєрів, що робить цей тип транспорту дуже перспективним для використання у різноманітних експлуатаційних умовах гірничих підприємств;

- конструктивне виконання конвеєрів стрічково-канатного типу відрізняється специфічними особливостями, від яких залежить їх продуктивність, можлива довжина та довговічність;

- певне ускладнення конструкції і суттєве зростання довжини транспортування матеріалу висувають підвищені вимоги до обґрунтування раціональних параметрів таких машин та забезпечення належного рівня їх надійності, що потребує подальших досліджень режимів роботи обладнання;

- для вирішення задач, поставлених у роботі, вибрано методи теоретичних та експериментальних досліджень;

- оскільки тягове зусилля у стрічково-канатному конвеєрі забезпечується силами тертя між канатоведучими шківками, канатами і стрічкою, основними задачами під час дослідження процесів взаємодії цих елементів є визначення характеру фрикційного зв'язку між стрічкою і канатом по усій довжині конвеєра та розрахунок коефіцієнтів зчеплення канатів зі стрічкою і шківками для встановлення максимально можливого кута нахилу стрічково-канатного конвеєра та тягової спроможності його приводу;

- фізична сутність процесу передачі тягового зусилля фрикційним методом та наявність пружного витягування як стрічки, так і канатів під впливом діючих робочих навантажень вимагають створення таких умов експлуатації цих конструктивних елементів конвеєра, при яких відсутнє їх взаємне ковзання, а має місце лише статичне тертя;

- для надійної роботи похилого стрічково-канатного конвеєра необхідне перевищення сили зчеплення стрічки з тяговими канатами над силою опору переміщення стрічки з величиною коефіцієнта запасу необхідних сил зчеплення не менше, ніж 1,15. Для цього потрібно, зокрема, забезпечити відповідні умови зчеплення канатів з клиноподібними канавками у бічних приливах стрічки конвеєрної установки, особливо з урахуванням прогину ресор стрічки під дією максимального навантаження, що викликає поворот цих приливів;

- величини приведених коефіцієнтів зчеплення та коефіцієнтів тертя залежать від способу звивання канатів, стану їх поверхні, тиску на стрічку, температурних умов експлуатації. Для збереження постійних умов тертьової взаємодії тягових канатів зі стрічкою рекомендується вдаватися до жорсткого армування клиноподібних канавок останньої;

- не менш важливим є нормальні умови взаємодії тягових канатів з канатоведучими шківками. Під час експериментального дослідження цього процесу оцінено вплив на характер його протікання способу звивання канатів, їх діаметру, величини натягу канату, стану поверхні та тиску канату на футерівку шківів;

- шляхом експериментально-промислових випробувань стрічково-канатного конвеєра були проаналізовані режими роботи його приводу в різні періоди експлуатації, тягові зусилля у канатах та опори їх переміщенню по роликах, а також оцінена працездатність окремих вузлів транспортної установки. Під час їх проведення, зокрема, було з'ясовано, що з метою забезпечення пуску і роботи приводів стрічково-канатного конвеєра без буксування величину тягової спроможності його приводу слід вибирати виходячи з можливості існування різниці у натягах канатів у точках набігання на шківки не менше 10% при максимальному завантаженні установки;

- обґрунтування раціональних параметрів стрічково-канатних конвеєрів передбачає, передусім, визначення раціональних конструктивних параметрів стрічки для розрахунку погонного навантаження матеріалу на ній, вибір оптимальної продуктивності установки та забезпечення максимально можливої довжини конвеєра на один постав;

- для зменшення погонної ваги стрічки стрічково-канатних конвеєрів запропонований полегшений на 25-30% конструктивний варіант стрічки, в якій з метою економії гуми квадратні ресори з трьох боків закриті верхньою обкладинкою. Така стрічка, крім інших переваг, демонструє кращі експлуатаційні якості під час роботи конвеєра на підвищених кутах нахилу установки;

- продуктивність стрічково-канатної установки залежить від ширини стрічки та величини прогину ресор. Для запобігання провалювання стрічки між канатами розрахунок ресор потрібно вести за умови максимального завантаження стрічки з розташуванням матеріалу по усій її ширині з кутом природного укосу у спокою біля бічних приливів. Такі умови забезпечать надійну роботу стрічки при можливих перевантаженнях. Максимальний прогин ресори при цьому має відповідати максимально допустимому куту повороту бічного приливу стрічки на канатах;

- довжина стрічково-канатного конвеєра у розрахунку на один постав залежить в основному від погонного навантаження, діаметру канатів, тягової спроможності приводу та кута нахилу установки. Виходячи з умови забезпечення надійності роботи конвеєра, яка буде визначатися міцністю його тягових канатів, можна обґрунтувати максимально можливу довжину транспортної установки, яка у залежності від виду транспортованого матеріалу досягатиме декількох кілометрів;

- ще більше зростання можливої довжини стрічково-канатного конвеєра на один постав може бути досягнуто використанням канатів з підвищеною межею міцності, застосуванням футерівок з більш високим коефіцієнтом зчеплення та використанням канатів більших типорозмірів за умови створення спеціальних пристосувань для їх звивання;

- таким чином, проведені дослідження дали результати, які можуть забезпечити підвищення надійності роботи конвеєрів стрічково-канатного типу та високий рівень продуктивності з одночасним збільшенням довжини установки на один постав до декількох кілометрів.

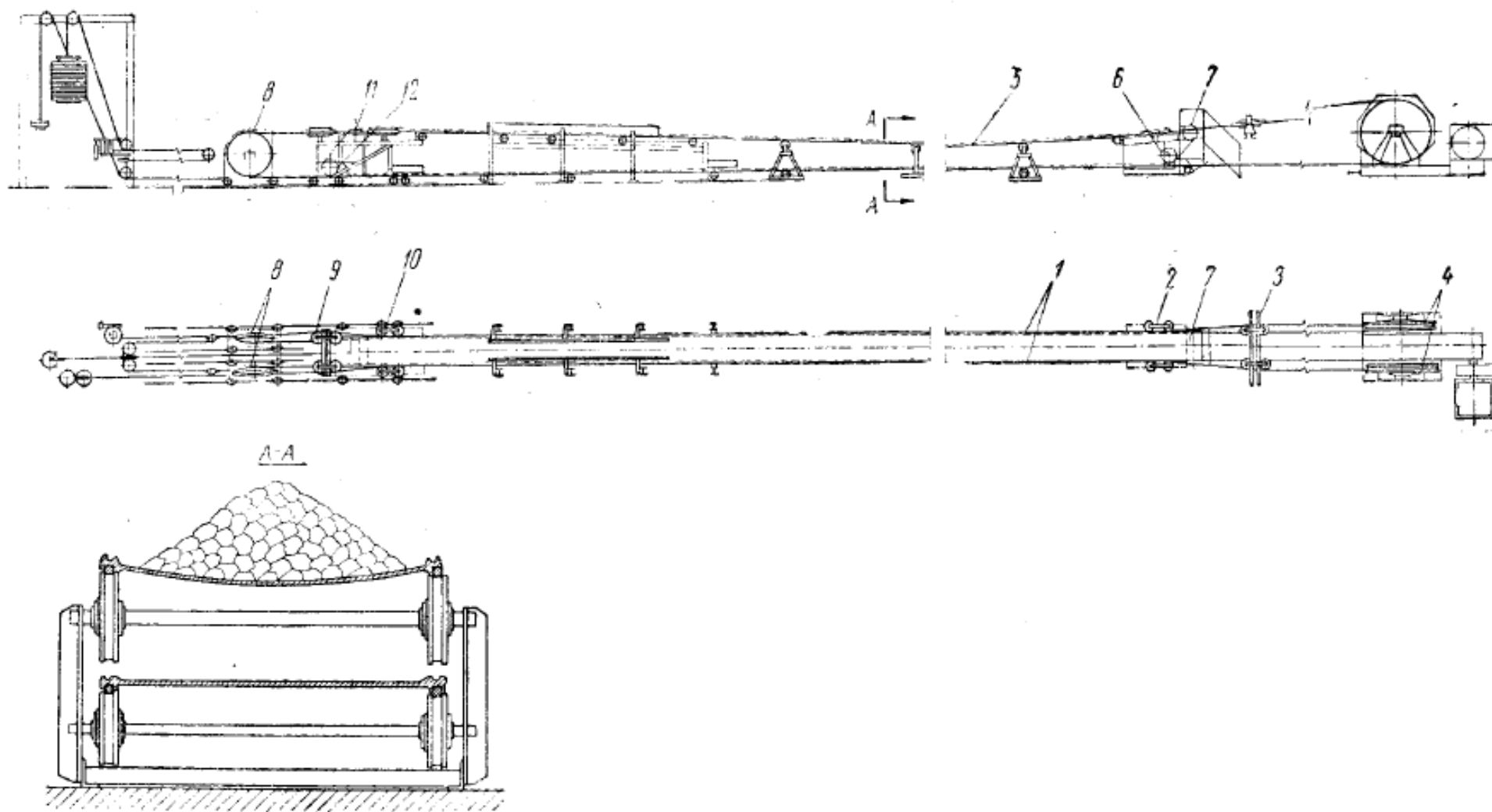


Рисунок 1.1 – Схема стрічково-канатного конвеєра з розвантажувальною станцією, що розташована перед приводними шківками:

1 – канати; 2, 9, 10 – напрямні блоки; 3 – батареї блоків; 4 – приводні шківки; 5 – стрічка; 6, 7, 11, 12 – барабани; 8 – шківки натяжного пристрою

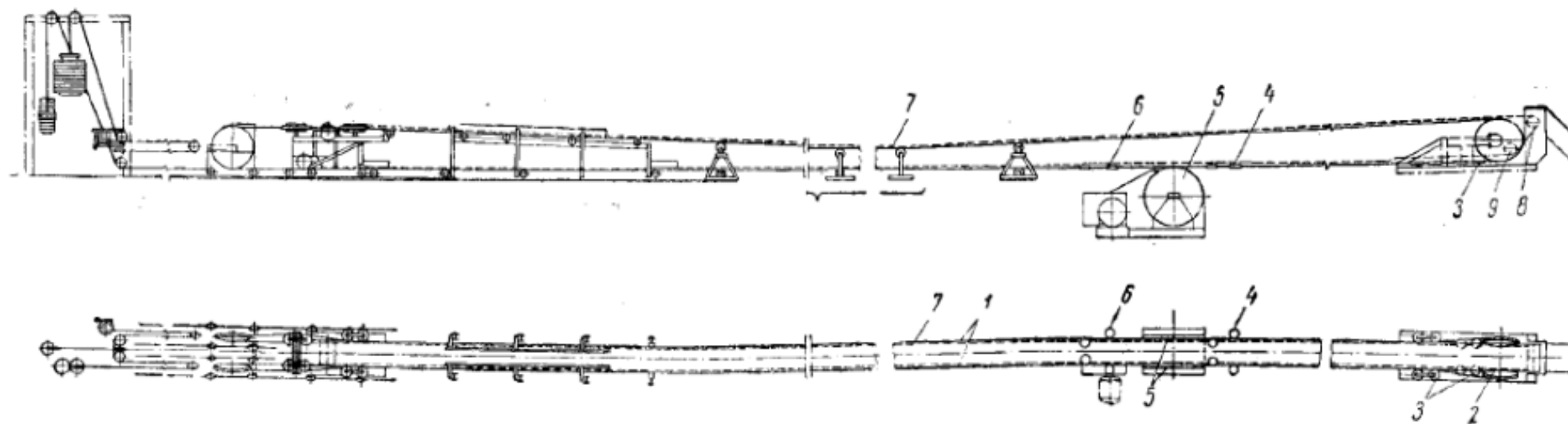


Рисунок 1.2 – Схема стрічково-канатного конвеєра з розвантажувальною станцією,
що розташована після приводних шківів:
1 – канати; 2, 5 – шківів; 3, 4, 6 – напрямні блоки; 7 – стрічка; 8, 9 - барабани

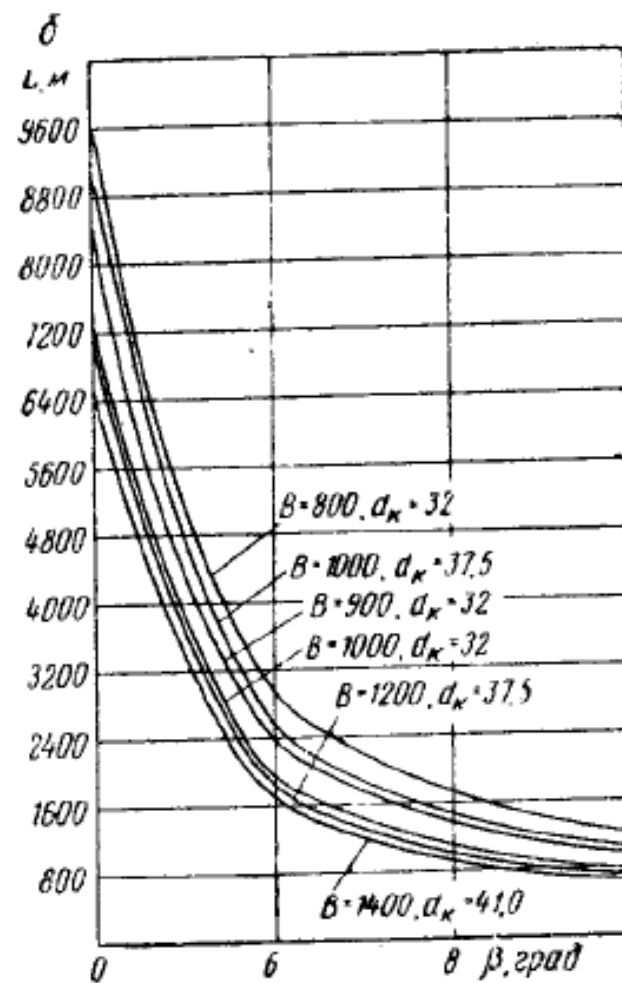
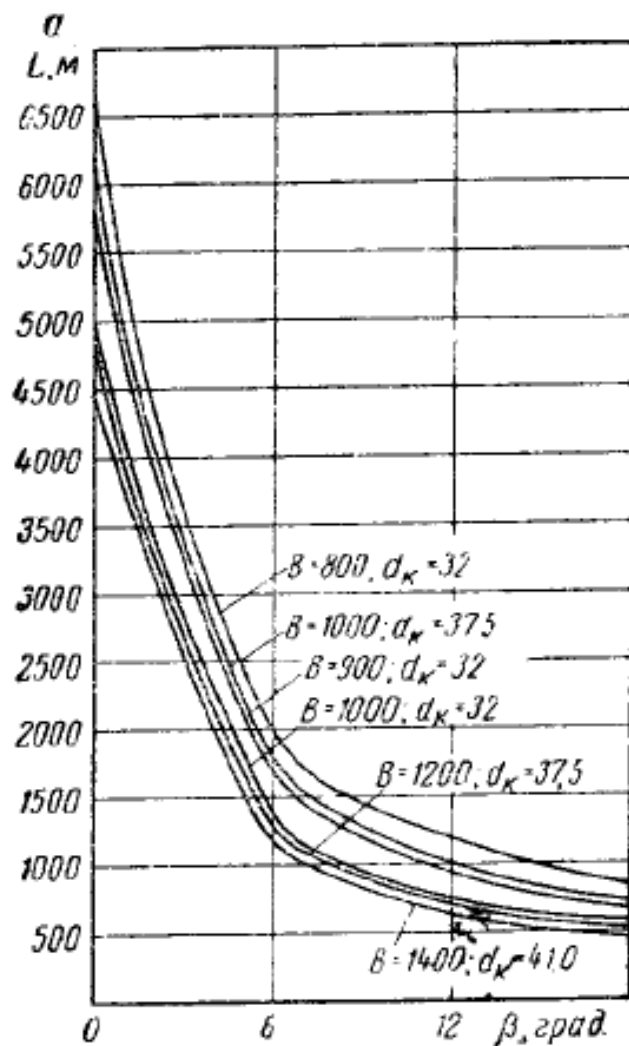


Рисунок 4.7 – Графіки залежності довжини стрічково-канатного конвеєра L від діаметра канатів d_k , ширини стрічки B , кута нахилу β та тягової спроможності його приводу під час транспортування вугілля ($\gamma = 0,9 \text{ т/м}^3$):
 а – при $\alpha = 360^\circ$, $\omega = 0,02$ і коефіцієнті зчеплення канату з футерівкою $f = 0,16$; б – те саме при $f = 0,4$

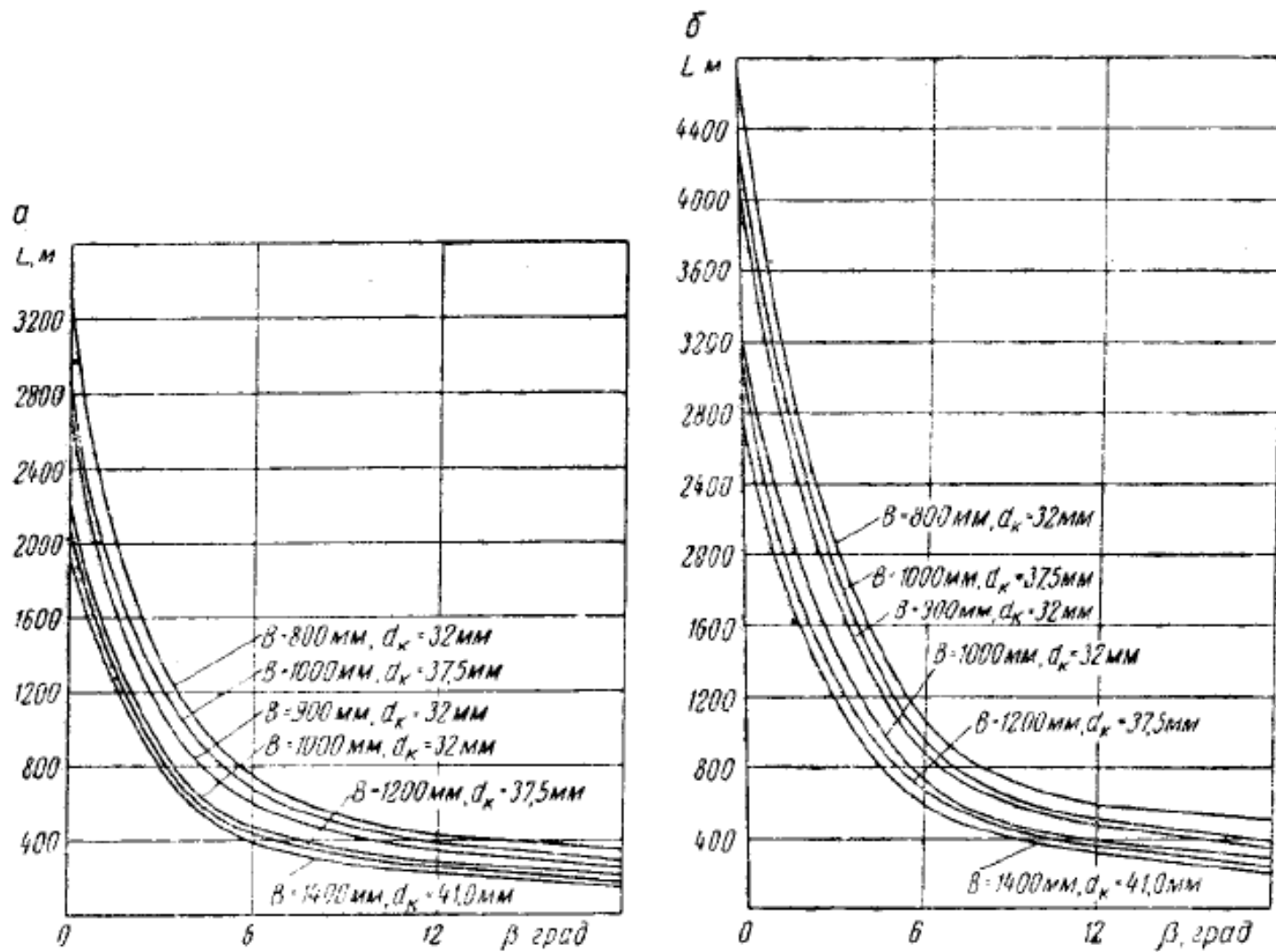


Рисунок 4.8 – Графіки залежності довжини стрічково-канатного конвеєра L від діаметра канатів d_k , ширини стрічки B , кута нахилу β та тягової спроможності його приводу під час транспортування руди ($\gamma = 2,5 \text{ т/м}^3$):
 а – при $\alpha = 360^\circ$, $\omega = 0,02$ і коефіцієнті зчеплення канату з футерівкою $f = 0,16$; б – те саме при $f = 0,4$