

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Дніпровський національний університет
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна
Кафедра „Прикладна механіка та матеріалознавство”

«ДО ЗАХИСТУ»
Завідувач кафедри

_____ Ракша С.В.
(підпис) (ПІБ)

20 ____ р. ____ « ____ »

ДИПЛОМНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеню «магістр»

Галузь 13 «Механічна інженерія»
(шифр) (назва)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Тема: «Побудова та аналіз параметричної залежності потужності похилих стрічкових конвеєрів від їх проектних характеристик».

Theme: «Construction and analysis of parametric dependence of power of inclined belt conveyors on their design characteristics».

ДІПТ. 480000. 403. МРПЗ

Керівник дипломної роботи	_____ <u>доцент</u> _____ (посада)	_____ (підпис) _____	_____ <u>В. М. Богомаз</u> _____ (ПІБ)
---------------------------	---------------------------------------	----------------------	---

Керівник розділу з ОП	_____ <u>ст. викладач</u> _____ (посада)	_____ (підпис) _____	_____ <u>В. Г. Лоза</u> _____ (ПІБ)
-----------------------	---	----------------------	--

Нормоконтролер	_____ <u>ст. викладач</u> _____ (посада)	_____ (підпис) _____	_____ <u>О. П. Посмітюха</u> _____ (ПІБ)
----------------	---	----------------------	---

Виконавець, студент групи	_____ <u>ПМ1926</u> _____	_____ (підпис) _____	_____ <u>Ю. А. Гладков</u> _____ (ПІБ)
---------------------------	---------------------------	----------------------	---

Student	_____ <u>Gladkov Yuriy</u> _____ (surname, name)
---------	---

Дніпро

2020

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 82 сторінки

Найменування роботи: Побудова та аналіз параметричної залежності потужності похилих стрічкових конвеєрів від їх проектних характеристик.

Ілюстрації: схем 7, рисунків 29

графіків 6, фотографій -

таблиць 25.

Ключові слова: похилий конвеєр, стрічка, продуктивність, потужність, привід.

Текст реферату:

Метою роботи є дослідження впливу проектних характеристик похилих стрічкових конвеєрів на параметри його приводу, зокрема потужність.

Приведено основні відомості про устрій стрічкових транспортерів та традиційні методики його розрахунку. Для стрічкових конвеєрів з похилою трасою побудовано параметричну залежність значення потужності приводу від його проектної продуктивності, яка враховує геометричні розміри траси, тип та фізико-механічні властивості транспортованого вантажу. Проведено графічний аналіз залежності потужності приводу від проектних параметрів.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА БУДОВА СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ	8
1.1 Призначення та будова стрічкових конвеєрів	8
1.2 Типи конвеєрних стрічок та роликоопор	11
2. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПОХИЛОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА	18
2.1 Вихідні дані для розрахунку	18
2.2 Попередній розрахунок потужності приводу	19
2.3 Вибір швидкості та ширини стрічки	20
2.4 Тяговий розрахунок конвеєру	23
2.5 Вибір параметрів стрічки та барабанів	30
2.6 Вибір елементів приводу	33
3. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПРОЕКТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОХИЛОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРУ НА ПОТУЖНІСТЬ ЙОГО ПРИВОДУ	38
3.1 Залежності швидкості та ширини стрічки	38
3.2 Визначення питомої ваги стрічки, вантажу та роликоопор	42
3.3 Тяговий розрахунок стрічкового конвеєру	47
3.4 Уточнення параметрів стрічки та вибір барабанів	51
3.5 Залежність потужності приводу від проектних параметрів	53
4 ГРАФІЧНИЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПРОЕКТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ПОТУЖНІСТЬ ПРИВОДУ ПОХИЛОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА	56
4.1 Залежність ширини стрічки від продуктивності	56
4.2 Залежність потужності приводу від проектних параметрів	58
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	66

5.1 Охорона праці під час експлуатації стрічкових конвеєрів	66
5.2 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях	77
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	79
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	80

ВСТУП

Транспортуючі машини за принципом дії розділяють на дві самостійні конструктивні групи: машини періодичної та безперервної дії. До другої групи відносяться конвеєри різних типів, пристрої пневматичного і гідравлічного транспорту та підвісні канатні дороги.

Машини безперервної дії характеризуються безперервним переміщенням насипних або штучних вантажів по заданій трасі без зупинок для завантаження і розвантаження. Переміщуваний насипний вантаж рухається суцільним шаром на несучому елементі машини або окремими порціями в безперервно рухомих послідовно розташованих на невеликій відстані одна від одної ємкостях. Штучні вантажі переміщуються також безперервним потоком в заданій послідовності один за іншим. При цьому робочий і зворотний рух вантажонесучого елемента машини відбувається одночасно. Одночасно з транспортуванням вантажів машини безперервної дії можуть розподіляти їх за заданими пунктами, складувати, переміщати між технологічними операціями і забезпечувати необхідний ритм виробничого процесу.

Конвеєри є основними засобами комплексної механізації і автоматизації транспортних і навантажувально-розвантажувальних робіт і технологічних процесів. Особливо розповсюдженими серед конвеєрів є стрічкові з різними конфігураціями траси. Вони застосовуються як високопродуктивні транспортні машини, що передають вантажі з одного пункту в іншій на ділянках внутрізаводського та зовнішнього транспорту, як машини для переміщення вантажів-виробів по технологічному процесу потокового виробництва від одного робочого місця до іншого, поєднуючи, у ряді випадків, функції рухомих складів і розподільників вантажів-виробів по окремих технологічних лініях.

Для визначення параметрів приводу похилого стрічкового конвеєра, зокрема його потужності, потрібно провести розрахунок його барабанів, тягового органу (стрічки), тяговий розрахунок та виконати підбір основних

елементів приводу. Порядок проведення таких розрахунків детально описаний в літературі, зокрема у роботах [2, 4].

Метою роботи є дослідження впливу проектних характеристик похилих стрічкових конвеєрів на параметри його приводу, зокрема потужність, побудова аналітичних та графічних залежностей потужності приводу конвеєру від проектних характеристик: висоти підйому (кута нахилу похилої частини траси), необхідної продуктивності, довжини транспортування, типу вантажу.

1 КЛАСИФІКАЦІЯ ТА БУДОВА СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ

1.1 Призначення та будова стрічкових конвеєрів

Стрічкові конвеєри є найпоширенішим засобом безперервного транспорту завдяки високій продуктивності, великій довжині транспортування, високій надійності, простоті конструкції та експлуатації.

Стрічкові конвеєри широко використовуються для переміщення насипних і штучних вантажів у всіх галузях промисловості і сільського господарства, при видобутку корисних копалин, в металургійному виробництві, на складах і в портах як елементи вантажних і перевантажувальних пристроїв і технологічних машин. Стрічкові конвеєри забезпечують високу продуктивність (до 30000 т/год) незалежно від довжини установки із швидкістю транспортування до 6,3 м/с.

Стрічковими конвеєрами є машини безперервної дії, основним елементом яких є прогумована вертикально замкнута стрічка, що огинає кінцеві барабани, один з яких, як правило, є приводним, інший – натяжним. Схема типового стрічкового конвеєру приведена на рис. 1.1.

На верхній гілці стрічки переміщується вантаж, що транспортується, вона є вантажонесучою (робочою), нижня гілка є неробочою. На всьому відрізку траси стрічка підтримується роlikоопорами верхньої і нижньої гілок, залежно від конструкції яких стрічка має плоску або форму жолобу.

Поступальний рух конвеєр одержує від фрикційного приводу, необхідний первинний натяг стрічки забезпечується натяжним пристроєм. Вантаж поступає на стрічку через один або декілька завантажувальних пристроїв, розвантаження здійснюється з кінцевого барабана в приймальний бункер (кінцевий) або в будь-якому пункті уздовж траси конвеєра за допомогою барабанних або плужкових розвантажувачів (проміжна). Очищення стрічки від прилиплих частинок вантажу здійснюється за допомогою очисних пристроїв.

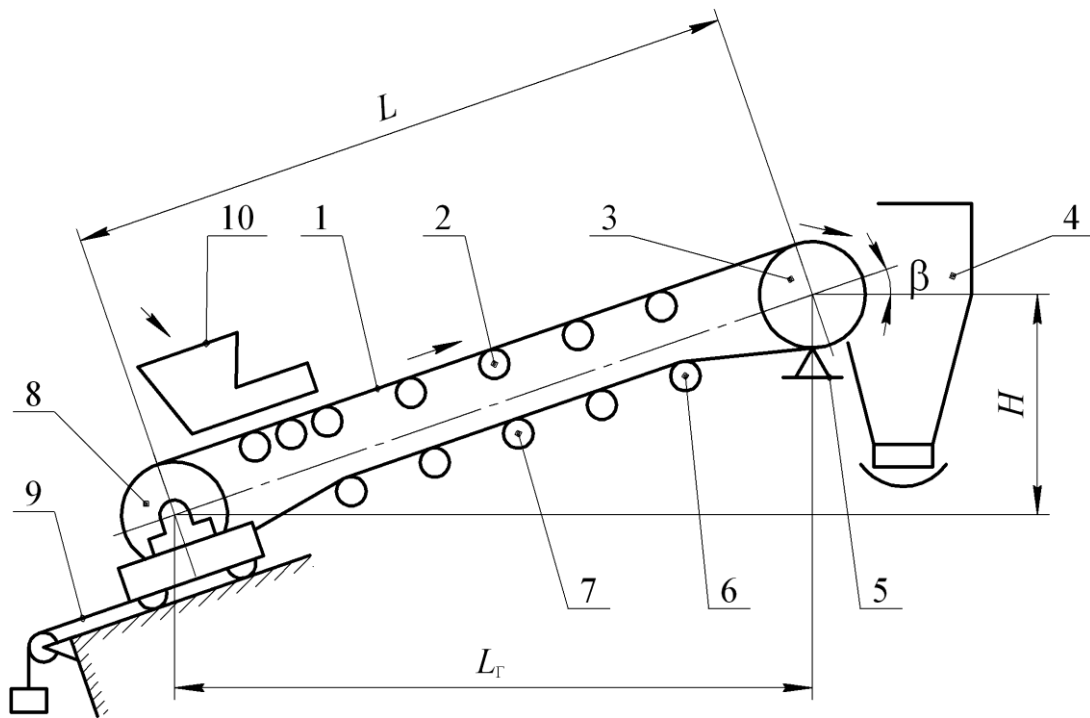


Рис. 1.1. Схема стрічкового конвеєра:

1 – тяговий орган (стрічка); 2 – верхні роликоопори; 3 – приводний барабан; 4 – бункер для розвантаження; 5 – пристрій для очищення стрічки;
6 – відхиляючий барабан; 7 – нижні роликоопори; 8 – натяжний барабан;
9 – натяжний пристрій; 10 – лоток для завантаження

Для забезпечення стійкого положення вантажу на стрічці кут нахилу конвеєра повинен бути на $10\text{--}15^\circ$ менше кута тертя вантажу об стрічку у спокої, оскільки під час руху стрічка на роликоопорах струшується і вантаж сповзає вниз. На конвеєрах, що мають похилу ділянку, обов'язково встановлюється гальмо.

Перевагами стрічкових конвеєрів є: простота конструкції, висока продуктивність при великих швидкостях стрічки, складні траси переміщення, велика протяжність траси, висока надійність.

До недоліків відносяться: висока вартість стрічки і роликів, обмеження переміщення при кутах нахилу траси $> 18\text{--}20^\circ$, обмежене використання при транспортуванні пилоподібних, гарячих і важких штучних вантажів.

Схема загальної класифікації стрічкових конвеєрів зображена на рис. 1.2.

По конструкції і призначенню стрічкові конвеєри виконуються загального призначення ГОСТ 22644–77 і спеціальні (для різних галузей промисловості).

По типу стрічки стрічкові конвеєри: з прогумованою стрічкою; із сталевую суцільнопрокатною стрічкою; з дротяною стрічкою, з полімерною стрічкою. Найбільше поширення набули конвеєри з прогумованою стрічкою.

По розташуванню на місцевості стрічкові конвеєри виконуються стаціонарними і рухомими; пересувними і переносними; переставними (для відкритих розробок); надводними, плаваючими на понтонах.

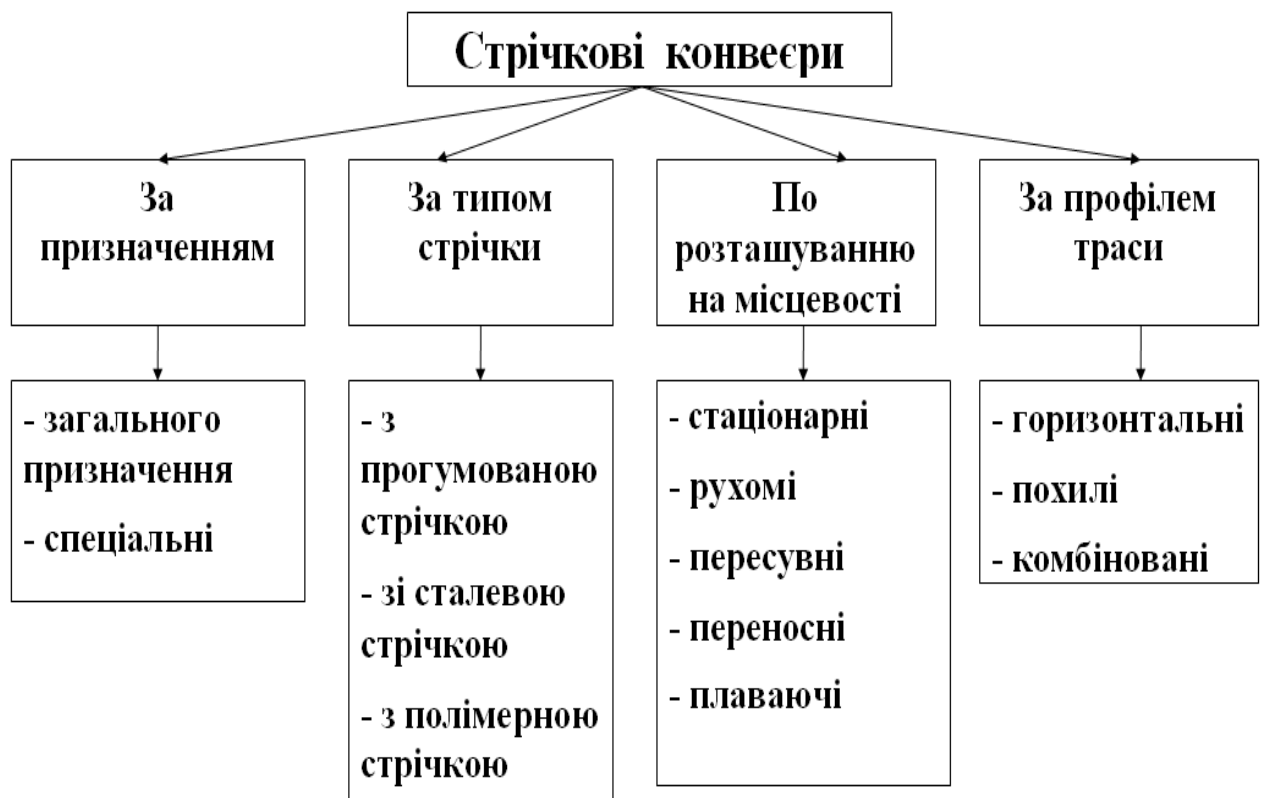


Рис. 1.2. Класифікація стрічкових конвеєрів

За профілем траси стрічкові конвеєри (рис. 1.3): горизонтальні; похилі; комбіновані: похило-горизонтальні і горизонтально-похилі з одним або декількома перегинами і з складною трасою.

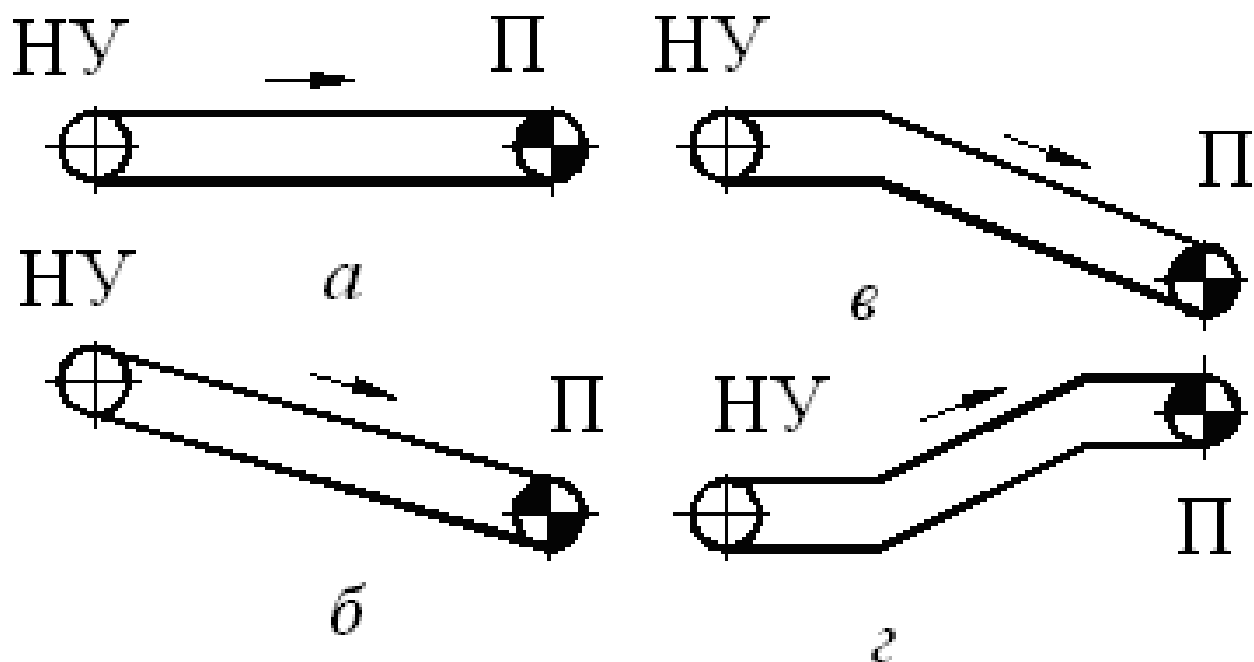


Рис. 1.3. Схеми трас стрічкових конвеєрів:

а – горизонтальна; *б* – похила; *в* – горизонтально-похила; *г* – складна

Окрім перерахованих ознак конвеєри можна класифікувати по конструктивному виконанню окремих вузлів.

1.2 Типи конвеєрних стрічок та роlikоопор

Конвеєрні стрічки поділяються на:

- прогумовані:
 - гумовотканинні (рис. 1.4);
 - гумовотросові (рис. 1.5);
- металеві (холоднокатані і сітчасті);
- полімерні (у харчовій промисловості, в машинобудуванні).

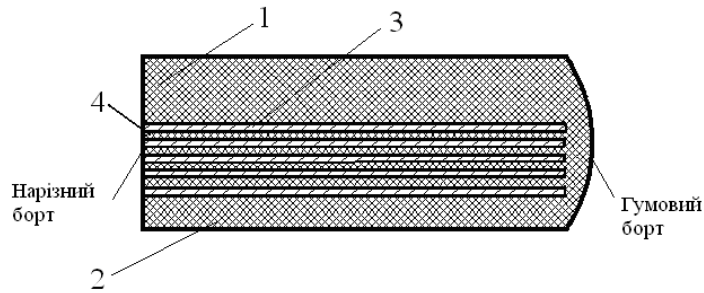


Рис. 1.4. Гумовотканинна конвеєрна стрічка:

1 – верхнє (робоче) обкладення; 2 – нижнє (неробоче) обкладення;
3 – тканинні прокладки; 4 – гумовий заповнювач

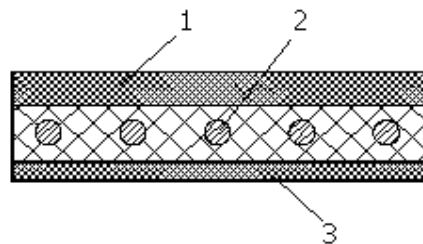


Рис. 1.5. Гумовотросова конвеєрна стрічка:

1 – верхнє (робоче) обкладення; 2 – сталеві троси;
3 – нижнє (неробоче) обкладення

Стрічка складається з тягового каркаса та гумових (верхнього та нижнього) обкладень, що захищають каркас від механічних пошкоджень і дії навколишнього середовища. Тяговий каркас сприймає подовжні розтягуючі зусилля і забезпечує необхідну поперечну жорсткість.

Тяговим каркасом гумовотканинної стрічки (рис. 1.4) є декілька просочених гумою тканинних прокладок. Гумовотросові стрічки (рис. 1.8) мають тяговий каркас, що складається із сталевих тросів (укладених в один ряд паралельно один одному вздовж стрічки), з обох боків покритий гумою.

Зверху і знизу стрічка має робоче і неробоче обкладення з гуми. Тканинні прокладки виготовлені з комбінованого (поліефірного бавовняного) або синтетичного волокна, що складається з поліамідних або поліефірних ниток (ГОСТ 20–85) і володіє високою міцністю (бавовняні, бельтінгові і шнурові прокладки). Матеріалом робочих прокладок стрічок є тканини комбіновані

БКНЛ-65 (-100, -150), поліамідні ТА-100 (-150, -300, -400), ТК-100 (-150, -200, -300), МК-600 (-800), поліефірні ТЛК-200 (-300), МЛК-300 (-400 Н/мм).

Металеві конвеєрні стрічки виконуються суцільними сталевими і дротяними (сітчастими).

Сталеві стрічки виготовляють з вуглецевої сталі 65Г і 85Г та з корозійно-стійкої сталі і розділяють на:

цільнокатані шириною 400–1200 мм;

поздовжньо-стиковані, з'єднані з декількох окремих вузьких стрічок зварюванням.

Товщина сталевих стрічок складає 0,8-1,0 мм, міцність на розрив 900 МПа. Сталеву стрічку з вуглецевої сталі застосовують для транспортування гарячих вантажів при $t = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ при нерівномірному і до $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ при рівномірному нагріві в печі. Конвеєри зі сталеву стрічкою застосовують на підприємствах харчової промисловості; при виробництві бетонних плит, листів пластмаси, в мийних, сушильних і холодильних установках; гладка поверхня сталеву стрічки дозволяє транспортувати на ній липкі та гарячі вантажі; кінці сталеву стрічки з'єднані внахлест заклепками або зварюванням. Сталева стрічка на 30% легше і майже в 5 разів дешевше прогумованої (при рівній ширині і міцності).

Сітчасті (дротяні) стрічки застосовуються для транспортування штучних і кускових вантажів через гартівні, нагрівальні, обпалювальні і сушильні печі; для випічки хлібних і кондитерських виробів; у мийних, зневоднюючих, охолоджувальних, сортувальних установках; у камерах шокового заморожування продуктів; при виробництві скляних і керамічних виробів.

Сітчасті стрічки виконуються плоскими без бортів та з бортами заввишки 90–100 мм, збираються з окремих дротяних елементів (ланок), володіють високою міцністю, малим подовженням, рівною міцністю, як в стиках, так і в будь-якому іншому перетині і можуть огинати барабани малого діаметру. Металеві конвеєрні сітки знайшли широке використання в сучасній промисловості, широкий діапазон температур від -60°C до $+1200^{\circ}\text{C}$ і різні

варіанти конструкції дозволяють використовувати конвеєрні сітки в тих умовах, коли інші матеріали не працюють.

Полімерні конвеєрні стрічки мають рельєфну робочу поверхню і призначені для використання на похилих транспортерах, оскільки мають низький коефіцієнт ковзання, основна область використання – конвеєри для упаковки, транспортування вантажів з нерівною (необробленою) поверхнею і органічних продуктів розсипом. Підбір матеріалу стрічки здійснюється залежно від області використання: поліпропілен, поліетилен, ацетат, нейлон.

Різні добавки до складу полімерів дозволяють підібрати стрічку, яка відповідатиме необхідним умовам експлуатації: стійкість до високих (+150 °C) або низьких (–70 °C) температур, вологості, абразивності або можливості порізів; стійкість до мінеральних мастил та жирів, хімічна стійкість, антистатичність.

Полімерні конвеєрні стрічки застосовуються в різних областях промисловості: харчової, текстильної, деревообробної, аерокосмічної, нафтохімічної, в машинобудуванні і ін.

Перевагами полімерних стрічок є висока якість, що забезпечується використанням високотехнологічних матеріалів, яким можуть бути задані потрібні властивості; екологічно чиста сировина; широкий температурний діапазон (від –73 до +150 °C); зручність і легкість очищення.

Найбільше розповсюдження серед опорних пристроїв стрічкових конвеєрів мають роlikоопори різних типів і конструкцій. До роlikоопор пред'являються наступні вимоги: зручність при установці і експлуатації; мала вартість; довговічність; малий опір обертанню; забезпечення необхідної стійкості стрічки під час руху.

По розташуванню на конвеєрі роlikоопори класифікують на верхні: прямі – для плоскої форми стрічки при транспортуванні штучних вантажів; жолобчасті – для форми жолоба стрічки (для сипких вантажів) на двох, трьох і п'яти роliках; нижні: прямі однороlikові (рис. 1.6, а) (суцільні циліндрові і дискові); двохоликові жолоби (кут нахилу бічних роликів $\alpha = 10^\circ$).

Кут нахилу бічних роликів α в двохлапковій опорі звичайно обирається рівним 15 або 20°, в трьохропковій опорі кут α рівний 20° і 30° для всіх вантажів і будь-якої ширини стрічки; для легких вантажів і при ширині стрічки 400–800 мм допускається збільшення кута α до 45–60°, що дозволяє збільшити площу поперечного перетину стрічки (місткість стрічки) і продуктивність конвеєра на 15 % при тій же ширині стрічки, а також поліпшити її центрування.

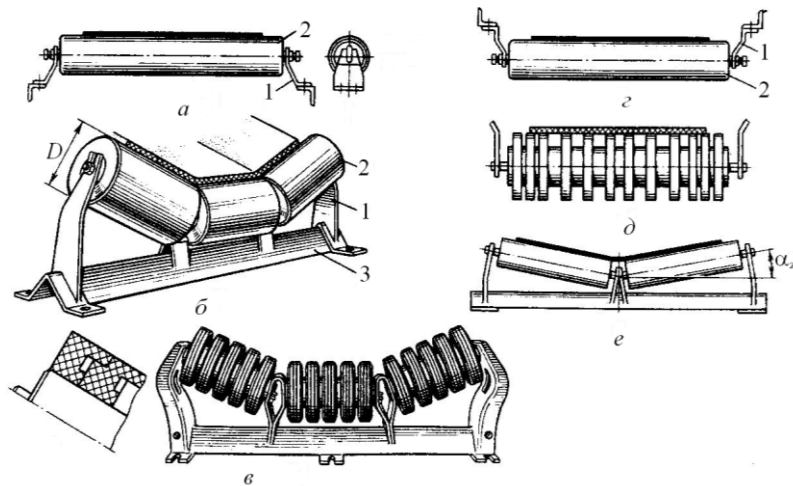


Рис. 1.6. Роликоопори стрічкового конвеєра:

а, б, в – для верхньої гілки: прямий, рядовий жолоб, амортизуюча;
г, д, е – для нижньої гілки: пряма, дискова очисна, жолоб

За призначенням роликоопори класифікують на рядові (лінійні) для підтримки стрічки і додання їй необхідної форми; спеціальні: амортизуючі – для зниження динамічних навантажень в місцях завантаження; підвісні – гірляндного типу; центруючі – для запобігання збігання стрічки убік під час руху і регулювання її положення відносно подовжньої осі; очисні (для очищення стрічки), перехідні (для зміни жолобу стрічки).

У зоні завантаження встановлюють амортизуючі опори (рис. 1.6, *в*), в яких на корпусі ролика закріплені гумові шайби. При транспортуванні сильноабразивних або налипаючих вантажів поверхні корпусів роликів футерують гумою.

Найподатливішими (амортизуючими) є гірляндні роликоопори (рис. 1.7), підвішені на гнучкій підвісці.

Конструктивними особливостями гірляндних роликоопор є:

- знижена металоємність (менша вага), що має велике значення в умовах шахт, при ручному монтажі роликоопор;
- підвищена надійність ущільнення підшипникового вузла, яка збільшує термін служби роликів;
- канатна (гнучка) підвіска, що забезпечує можливість центрування стрічки, зниження ударного навантаження проміжних опор в підвісному варіанті;
- зниження динамічних навантажень;
- простота кріплення і зручність при монтажних і демонтажних роботах.

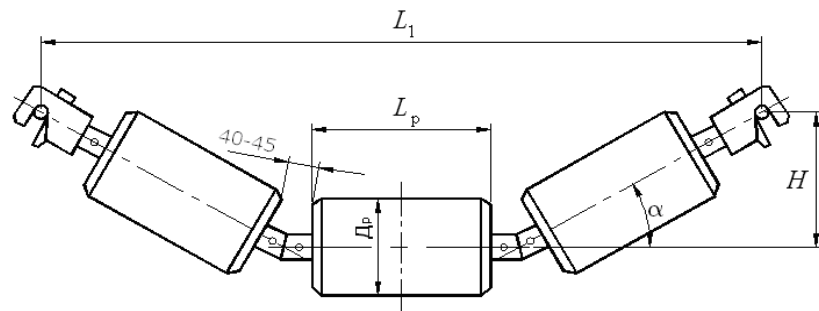


Рис. 1.7. Конструктивна схема підвісної роликоопори гірляндного типу

До переваг гірляндних роликоопор відносяться невелика маса; висока амортизуюча здатність; простота кріплення до станини конвеєра; зручність монтажу і демонтажу. Недоліками гірляндних роликоопор є подовжні коливання при русі стрічки; підвищений знос поверхні стрічки; збільшення опору руху стрічки; низький термін експлуатації кріплень.

Для автоматичного вирівнювання ходу стрічки використовують центруючі роликоопори (рис. 1.8), які складаються із звичної трьохроликової опори, що встановлена на рамі і має деякий поворот навколо вертикальної осі.

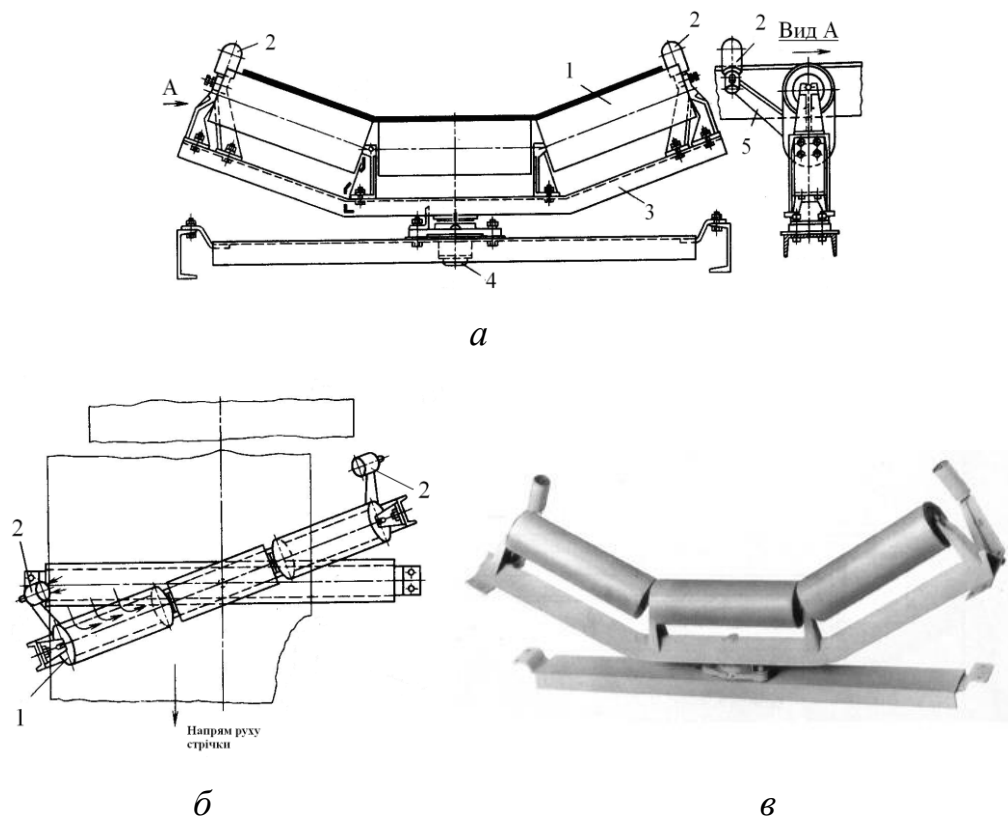


Рис. 1.8. Центруюча роlikоопора верхній гілці стрічки:

a – конструктивна схема; *б* – схема повороту при зрушенні стрічки убік для
 неперевсивного конвеєра; *в* – конструктивне виконання;
 1 – трьохроlikова опора; 2 – роliки; 3 – рама; 4 – шарнір; 5 – важелі

До поворотної рами з обох боків прикріплені важелі, на кінцях яких встановлені роliки; під час руху при зсуві убік стрічка своєю кромкою упирається в ролик і повертає раму з роlikоопорою на деякий кут по відношенню до подовжньої вісі конвеєра; після повернення стрічки в центральне положення роlikоопора рухом самої стрічки автоматично встановлюється в нормальне положення.

Центруючі роlikоопори (ЦР) (рис. 1.8) встановлюють через 20-25 м або серію ЦР через 0,5-1 м, зв'язані між собою шарнірною планкою для збільшення центруючої дії на стрічку.

2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПОХИЛОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

2.1 Вихідні дані для розрахунку

Розглянемо методику розрахунку похилого стрічкового конвеєра на прикладі транспортера, який призначений для транспортування землі.

Вихідними даними для проектного розрахунку такого конвеєра є наступні:

транспортований матеріал – земля;

щільність $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$;

продуктивність конвеєра $\Pi = 40 \text{ м}^3/\text{год} = 64 \text{ т/год}$;

швидкість руху стрічки $v = 1 \text{ м/с}$;

висота підйому вантажу $H = 20 \text{ м}$;

довжина горизонтальної проекції конвеєра $L_r = 50 \text{ м}$.

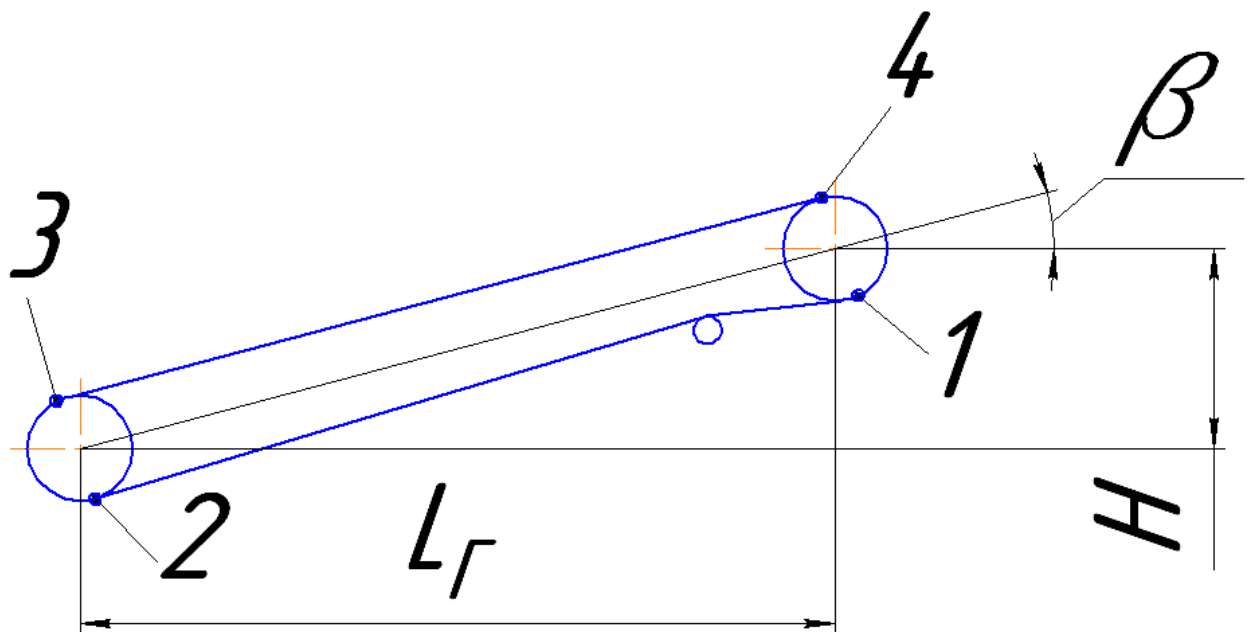


Рис. 2.1. Розрахункова схема похилого стрічкового конвеєра:

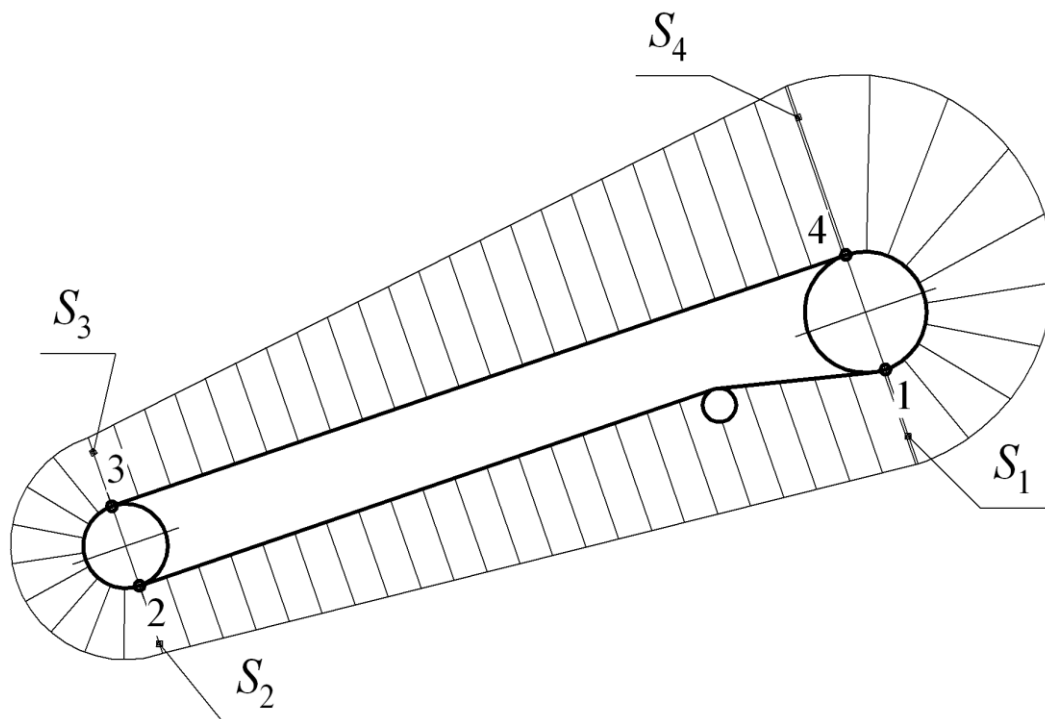


Рис. 2.2. Діаграма натягу стрічки стрічкового конвеєру

Для розрахунку елементів стрічкового конвеєру використаємо методику, викладену в [2].

2.2 Попередній розрахунок потужності приводу

Потужність на приводному барабані конвеєра визначається за формулою

$$P = \frac{\Pi(w_0 L_T + H)}{367}, \quad (2.1)$$

де Π – продуктивність конвеєра, т/год (див. вихідні дані);

w_0 – узагальнений коефіцієнт опору руху стрічки (табл. 2.1);

L_T – довжина горизонтальної проекції конвеєра, м (див. вихідні дані);

H – висота підйому матеріалу, м (див. вихідні дані).

Таблиця 2.1

Значення коефіцієнта w_0

L_T , м	Π , т/год
-----------	---------------

	від 30 до 99	від 100 до 199	від 200 до 309
Від 50 до 124	0,28	0,21	0,17
Від 125 до 249	0,18	0,14	0,12
Понад 250	0,09	0,07	0,06

Якщо $\Pi = 64$ т/год та $L_T = 50$ м, то $w_0 = 0,28$, то за формулою (2.1) маємо:

$$P = \frac{64 \cdot (0,28 \cdot 50 + 20)}{367} = 5,9 \text{ кВт.}$$

2.3 Вибір швидкості та ширини стрічки

Спочатку доречно провести наближений розрахунок конвеєру, оскільки невідомі число прокладок та вага стрічки, кут обхвату стрічкою привідного барабану (або барабанів), а іноді невідомо оптимальне розміщення приводу. Тому у наближеному розрахунку конвеєру необхідно орієнтовно задавати невідомі параметри. Після наближеного розрахунку проводять уточнений розрахунок конвеєру.

Орієнтовні значення швидкостей руху конвеєрних стрічок в залежності від вантажу, що транспортується, приведені в таблиці 2.2.

Кут нахилу конвеєра (завантаженої вітки стрічки; град.) визначається за формулою

$$\beta = \arctg \frac{H}{L_T}. \quad (2.2)$$

За умови, що $H = 20$ м та $L_T = 50$ м,

$$\beta = \arctg \frac{20}{50} = 22^\circ.$$

Таблиця 2.2

Орієнтовні значення швидкостей руху конвеєрних стрічок

Насипні вантажі	Швидкість руху стрічки, м/с, при ширині, мм				
	400	500 та 650	800...1200	1200...1600	1800...2000

1	2	3	4	5	6
Неабразивні та малоабразивні (вугілля, сіль, пісок, торф, земля і т.і.)	1,0...1,6	1,0...2,0	1,6...3,5	2,5...4,0	5,0...6,0
Абразивні дрібно та середньокускові (гравій, руда, каміння)	1,0...1,25	1,0...1,6	1,6...2,0	2,0...3,15	3,15...4,0
Абразивні крупно кускові (порода, руда, каміння)	-	1,0...1,6	1,0...1,6	1,6...2,0	2,0...3,15
Крихкі (кокс, вугілля, деревне вугілля)	1,0...1,25	1,0...1,6	1,25...1,6	1,6...2,0	-
Борошнисті, сильно пилячі (борошно, цемент, апатити)	-	0,8...1,25	0,8...1,25	-	-
Зернові (пшениця, жито)	1,0...2,0	2,0...3,0	2,0...4,0	-	-

Відповідно до таблиці 2.2 приймаємо швидкість стрічки при транспортуванні суміші $v = 1$ м/с (при цьому вважаємо, що ширина стрічки може дорівнювати 400, 500 або 650 мм).

Ширина стрічки, необхідна для забезпечення заданої продуктивності Π , визначається за формулою

$$B_{\Pi} \geq 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{k_{\Pi} k_{\beta} \rho v}} + 0,05 \right), \quad (2.3)$$

де k_{Π} – коефіцієнт площі поперечного перерізу матеріалу на стрічці (табл. 2.3);

k_{β} – коефіцієнт, який враховує зменшення площі перерізу матеріалу на стрічці внаслідок його часткового зсипання в бік, протилежний напрямку руху (табл. 2.4);

ρ – насипна щільність транспортованого матеріалу, т/м³.

Таблиця 2.3

Значення коефіцієнта k_{Π}

Тип роlikоопор	Кут нахилу бокових роликів, град.	Рухливість часток матеріалу		
		висока	середня	мала
Пряма	0	158	240	328
Жолобчата трироlikова	20	393	470	550
	30	480	550	625
	45	580	633	692
	60	582	620	662

Таблиця 2.4

Значення коефіцієнту k_{β}

Кут нахилу конвеєру β , °	3	4	8	12	16	20	22
Значення коефіцієнту k_{β}	1,0	0,99	0,97	0,93	0,89	0,81	0,76

Для розглянутого випадку за умови середньої рухливості часток матеріалу та використання жолобчатих трироlikових опор з кутом нахилу бокових роликів $\alpha_p = 20^\circ$ величина $k_{\Pi} = 470$. Враховуючи, що кут нахилу конвеєра $\beta = 22^\circ$, отримуємо $k_{\beta} = 0,76$. Тоді за умови, що $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$ та $v = 1 \text{ м/с}$,

$$B_{\Pi} \geq 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{64}{470 \cdot 0,76 \cdot 1,6 \cdot 1}} + 0,05 \right) = 0,423 \text{ м} = 423 \text{ мм.}$$

Згідно зі стандартним рядом приймаємо ширину стрічки $B = 500 \text{ мм}$.

2.4 Тяговий розрахунок конвеєру

Для подальшого розрахунку розіб'ємо контур тягового органу конвеєру на прямолінійні та криволінійні ділянки (див. рис. 2.1). Для визначення натягу в

стрічці використаємо метод тягового розрахунку по контуру.

Приймаємо привід конвеєру з одним ведучим барабаном, кут обхвату якого $\alpha = 180^\circ$. Поверхня барабану футерована гумою.

Зусилля в набіжній на приводний барабан вітці стрічки визначається за формулою Ейлера:

$$S_{нб} = S_4 \leq S_1 e^{\mu\alpha}, \quad (2.4)$$

де μ – коефіцієнт тертя між стрічкою та поверхнею барабана;

α – кут обхвату стрічкою приводного барабана, рад;

$e^{\mu\alpha}$ – тяговий фактор (табл. 2.5).

Таблиця 2.5

Значення тягового фактора $e^{\mu\alpha}$

μ	α , град (рад)				
	180 (3,14)	190 (3,22)	200 (3,50)	210 (3,67)	240 (4,19)
0,2 (без футерівки)	1,88	1,94	2,01	2,08	2,31
0,3 (футерування деревиною)	2,57	2,71	2,85	3,01	3,52
0,4 (футерування гумою)	3,52	3,78	4,05	4,34	5,35

У даному випадку за умови, що $\mu = 0,4$ та $\alpha = 180^\circ$, маємо $e^{\mu\alpha} = 3,52$, тому

$$S_{нб} = S_4 \leq S_1 e^{\mu\alpha} = 3,52 S_1.$$

У рівнянні (2.4) два невідомих члена S_1 та S_4 . Для складання другого рівняння обходимо тяговий контур від точки 1 до точки 4, виражаючи натяг у всіх точках через натяг в точці 1.

Для подальших розрахунківведемо таблицю орієнтовних значень відстаней між роlikоопорами робочої гілки (табл. 2.6).

Таблиця 2.6

Орієнтовні значення відстаней між роликоопорами робочої гілки l_p'

Щільність матеріалу ρ , т/м ³	Відстань між роликоопорами робочої гілки при ширині стрічки, мм							
	400	500	650	800	1000	1200	1400...1600	1800...2000
1	1500	1500	1400	1400	1300	1300	1200	1100
1...2	1400	1400	1300	1300	1200	1200	1100	1100
більше 2	1300	1300	1200	1200	1100	1100	1100	900

Питома вага матеріалу на стрічці визначається за формулою

$$q_m = \frac{Pg}{3,6v}, \quad (2.5)$$

де P слід підставляти у тонах за годину, v – у метрах за секунду.

Якщо $P = 64$ т/год, а $v = 1$ м/с, то

$$q_m = \frac{64 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1} = 174,4 \text{ Н/м.}$$

Питома вага рухомих частин верхніх та нижніх роликоопор визначаються за формулами:

$$q_{pv} = \frac{G_p'}{l_p'}; \quad (2.6)$$

$$q_{pn} = \frac{G_p''}{l_p''}, \quad (2.7)$$

де G_p' , G_p'' – вага обертових частин верхніх і нижніх роликоопор відповідно.

Характеристики та розміри роликоопор наведені в таблицях 2.7 та 2.8.

Таблиця 2.7

Розміри верхніх рядових жолобчатих трироликових опор, мм

B	D_{pv}	K	L	A	E	C	M	n	Маса,
-----	----------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-------

									кг
400	102	190	160	620	660	465	235	6	10,0
500	102	190	195	720	760	580	260	6	11,5
650	102	190	245	870	910	730	278	6	12,5
800	127	240	310	1 100	1 150	905	340	8	22,0
1 000	127	240	380	1 300	1 350	1 115	370	8	25,0

Примітки: 1. Позначення розмірів згідно з рис. 2.3.

2. Кут нахилу бокових роликів опор $\alpha=20^\circ$.

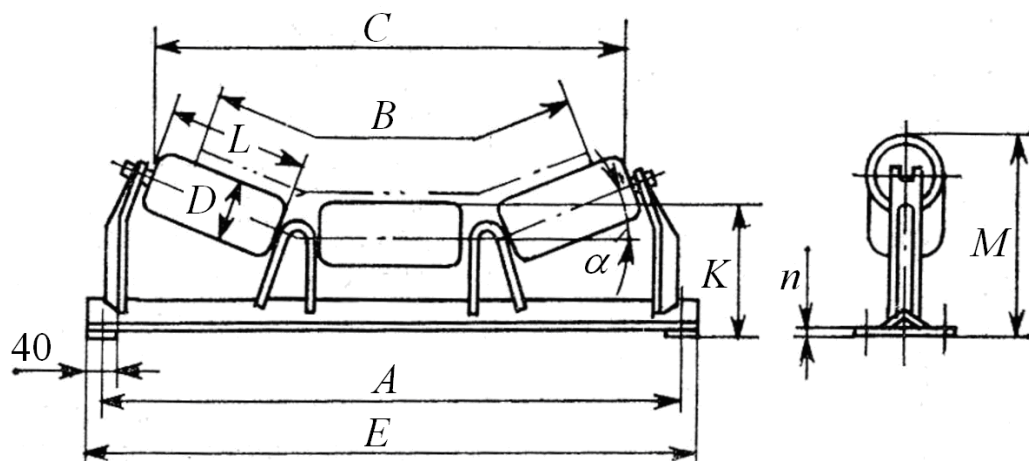


Рис. 2.3. Верхня жолобчата трироликів опора

Таблиця 2.8

Розміри нижніх рядових прямих роликів опор, мм

B	$D_{\text{рн}}$	L_1	L	A	E	H	h	M	d_6	n	Маса, кг
400	102	524	500	620	660	157	106	100	12	6	6,0
500	102	624	600	720	760	157	106	100	12	6	7,5
650	102	774	750	870	910	157	106	100	12	6	10,5
800	127	990	950	1 100	1 150	187	123	120	16	8	18,5
1 000	127	1 190	1 150	1 300	1 350	187	123	120	16	8	22,0

Примітки: 1. Позначення розмірів згідно з рис. 2.3.

Крок розміщення верхніх рядових роликів опор на трасі l_p приймається за табл. 2.6. Нижні рядові роликів опори встановлюються з кроком l'_p , вдвічі більшим, ніж l_p .

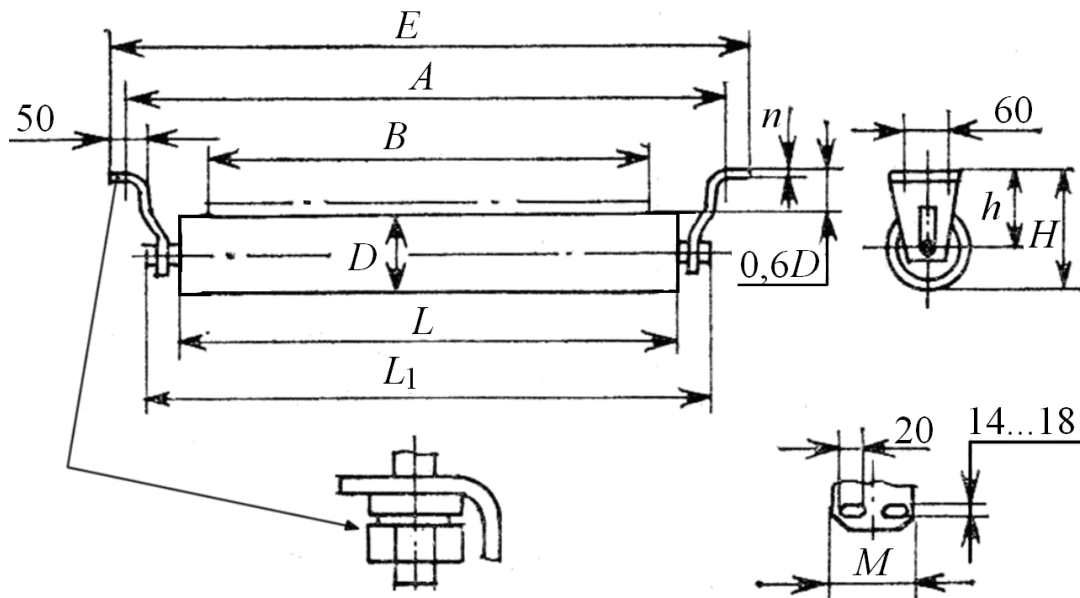


Рис. 2.4. Пряма роlikоопора

Враховуючи те, що $l_p' = 1400$ мм (табл. 2.6), $l_p'' = 2l_p' = 2800$ мм, $G_p' = 115$ Н та $G_p'' = 75$ Н за формулами (2.6) та (2.7) маємо:

$$q_{pv} = \frac{115}{1,4} = 82,14 \text{ Н/м};$$

$$q_{ph} = \frac{75}{2,8} = 26,8 \text{ Н/м}.$$

Геометричні розміри для роlikоопор робочої гілки (табл. 2.7.):

B	D_{pv}	K	L	A	E	C	M	n
500	102	190	195	720	760	580	260	6

Геометричні розміри для роlikоопор холостої гілки (табл. 2.8.):

B	D_{ph}	L_1	L	A	E	H	h	M	d_6	n
500	102	624	600	720	760	157	106	100	12	6

Приймаємо в якості робочого органу стрічкового конвеєра стрічку конвеєрну гумотканинну за ГОСТ 20-85. Тип стрічки обирається залежно від виду транспортованого матеріалу. Оскільки транспортованим матеріалом є

земля, робочим органом вважаємо стрічку конвеєрну гумотканинну БКНЛ-150; межа міцності прокладок на розрив $S_p = 150$ Н/мм.

Товщина стрічки (мм) визначається за формулою

$$\delta_c = \delta_p + i\delta_{\Pi} + \delta_H, \quad (2.8)$$

де δ_p , δ_H – товщина гумових обкладок з робочого та неробочого боків стрічки;

δ_{Π} – товщина однієї тканинної прокладки; $\delta_{\Pi} = 1,6$ мм для стрічок типу БКНЛ-150.

В нашому випадку транспортований матеріал є середньоабразивним, тому $\delta_p = 5$ мм, $\delta_H = 2$ мм, тоді

$$\delta_c = 5 + 4 \cdot 1,6 + 2 = 13,4 \text{ мм.}$$

Вага одного погонного метра стрічки визначається за формулою

$$q_c = 0,01B\delta_c, \quad (2.9)$$

де B і δ_c слід підставляти у міліметрах.

За умови, що $B = 500$ мм та $\delta_c = 13,4$ мм,

$$q_c = 0,01 \cdot 500 \cdot 13,4 = 67 \text{ Н/м.}$$

Тяговий розрахунок стрічкового конвеєра виконується, використовуючи метод обходу за контуром. Основний принцип методу полягає у виявленні характерних точок траси, в яких відбувається зміна натягу стрічки. При цьому натяг у наступній $(i+1)$ точці дорівнює сумі натягу стрічки у даній (i) точці та опору переміщенню стрічки на ділянці між цими точками:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i,i+1}. \quad (2.10)$$

Натяг стрічки у точці 2 визначається за формулою

$$S_2 = S_1 + W_{12}, \quad (2.11)$$

де W_{12} – опір переміщенню стрічки на ділянці між точками 1 і 2;

$$W_{12} = q_c L (w \cdot \cos \beta - \sin \beta) + q_{\text{рн}} L w. \quad (2.12)$$

де w – коефіцієнт опору руху стрічки (табл. 2.8), який залежить від типу

підшипника, змащення, ущільнення, запиленості атмосфери та інших умов;

$$L = \frac{L_{\Gamma}}{\cos \beta} - \text{довжина робочої та неробочої гілки.}$$

Отже, маємо:

$$W_{12} = q_c L_{\Gamma} (w - \operatorname{tg} \beta) + q_{\text{рн}} \frac{L_{\Gamma}}{\cos \beta} w. \quad (2.13)$$

Таблиця 2.9

Значення коефіцієнта w

Умови роботи конвеєра	Роликоопори	
	прямі	жолобчаті
Легкі	0,018	0,020
Середні	0,022	0,025
Важкі, дуже важкі	0,030	0,030

Якщо $q_c = 67$ Н/м, $q_{\text{рн}} = 26,8$ Н/м, $w = 0,022$ (умови роботи – середні, нижні роликоопори – прямі), $L_{\Gamma} = 50$ м, то

$$\begin{aligned} W_{12} &= 67 \cdot 50 \cdot (0,022 - 0,404) + 26,8 \cdot \frac{50}{0,927} \cdot 0,022 = \\ &= -1279,7 + 31,8 = -1247,9 \text{ Н.} \end{aligned}$$

$$S_2 = S_1 - 1247,9 \text{ Н.}$$

Натяг стрічки у точці 3 визначається за формулою

$$S_3 = k S_2, \quad (2.14)$$

де k – коефіцієнт, який враховує збільшення натягу стрічки від опору обертанню натяжного барабана (табл. 2.10).

Таблиця 2.10

Значення коефіцієнта k

Кут обхвату стрічкою барабану, градуси	k
--	-----

<90	1,03
90	1,04
180	1,05

У даному випадку вважаємо, що $k = 1,05$; якщо $S_2 = S_1 - 1247,9$ Н, то

$$S_3 = 1,05 \cdot (S_1 - 1247,9) = 1,05S_1 - 1310,3 \text{ Н.}$$

Натяг стрічки у точці 4 визначається за формулою

$$S_4 = S_3 + W_{34}, \quad (2.15)$$

де W_{34} – опір переміщенню стрічки на ділянці між точками 3 і 4;

$$W_{34} = (q_m + q_c) \cdot L_\Gamma \cdot (w + \operatorname{tg} \beta) + q_{\text{рв}} \frac{L_\Gamma}{\cos \beta} w. \quad (2.16)$$

де w – коефіцієнт опору руху стрічки (табл. 2.9).

Якщо $q_c = 67$ Н/м, $q_m = 174,4$ Н/м, $q_{\text{рв}} = 82,14$ Н/м, $w = 0,025$ (умови роботи – середні, верхні роликоопори – жолобчасті), $L_\Gamma = 50$ м, $\beta = 22^\circ$, то

$$\begin{aligned} W_{34} &= (174,4 + 67) \cdot 50 \cdot (0,025 + 0,404) + 82,14 \cdot \frac{50}{0,927} \cdot 0,025 = \\ &= 5178 + 110,8 = 5288,8 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Отже,

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + 1474,54 = 1,08 \cdot S_1 - 312,1 + 5288,8 = 1,05S_1 - 1310,3 + 5288,8 = \\ &= 1,05S_1 + 3978,5 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Натяг стрічки у точці 1 визначається за формулою

$$S_1 = k S_4, \quad (2.17)$$

де k – коефіцієнт, який враховує збільшення натягу стрічки від опору обертанню привідного барабана (табл. 2.10).

У даному випадку вважаємо, що $k = 1,05$; якщо $S_4 = 1,05S_1 + 3978,5$ Н, то

$$S_1 = 1,05 \cdot (1,05S_1 + 3978,5) = 1,1 \cdot S_1 + 4177,4 \text{ Н.}$$

Розв'язуючи систему рівнянь для граничного стану, при якому відсутнє проковзування барабану, маємо:

$$S_4 = 3,52S_1,$$

$$S_4 = 1,05S_1 + 3978,5.$$

Тепер прирівнюючи вирази, маємо:

$$1,05S_1 + 3978,5 = 3,52S_1,$$

$$S_1 = 1610,7 \text{ Н},$$

$$S_4 = 5669,8 \text{ Н}.$$

Визначаємо числові значення натягу стрічки в характерних точках:

$$S_2 = S_1 - 1247,9 = 362,8 \text{ Н},$$

$$S_3 = 1,05S_1 - 1310,3 = 380,9 \text{ Н}.$$

Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводного барабана (Н) визначається за формулою

$$F_o = S_4 - S_1 + (k' - 1)(S_4 + S_1), \quad (2.18)$$

де $k' = 1,08$ – коефіцієнт опору обертанню приводного барабана.

У даному випадку $S_1 = 1610,7 \text{ Н}$, $S_4 = 5669,8 \text{ Н}$ та $k' = 1,08$, тому

$$F_o = 5669,8 - 1610,7 + (1,08 - 1)(5669,8 + 1610,7) = 4641,5 \text{ Н}.$$

За результатами розрахунків будується діаграма натягу стрічки (рис. 2.2).

2.5 Вибір параметрів стрічки та барабанів

Як в минулому підпункті зазначено, робочим органом вважаємо стрічку конвеєрну гумотканинну БКНЛ-150; межа міцності прокладок на розрив $S_p = 150 \text{ Н/мм}$.

Кількість прокладок стрічки визначається за формулою

$$i = \frac{kS_{\max}}{S_p B}, \quad (2.19)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності; $k = 8$ для горизонтальних та $k = 10 \dots 12$ для похилих конвеєрів.

Розраховане значення має бути не менше, ніж $i_{\min} = 3$ та не перевищувати $i_{\max} = 6$. Якщо ця умова не виконується, необхідно прийняти стрічку з міцнішими прокладками за ГОСТ 20-85 або збільшити ширину вже вибраної.

У прикладі розглядається похилий конвеєр ($\beta \neq 0$), тому $k = 12$

$$i = \frac{12 \cdot 5669,8}{150 \cdot 500} = 0,91.$$

Оскільки за попередніми розрахунками була прийнято $i = 4$, тоді перераховувати конвеєр не потрібно. Приймаємо $i = 4$.

Діаметр приводного барабана визначається за формулою

$$D_{\text{пр}} = ki, \quad (2.20)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від міцності тканини прокладок на розрив; для стрічок типу БКНЛ-150 ($S_p = 150 \text{ Н/мм}$) $k = 125 - 130$.

Діаметр натяжного барабана визначається за формулою

$$D_{\text{н}} = 0,8ki. \quad (2.21)$$

Розраховані значення збільшуються до стандартних з ряду: 250; 400; 500; 630; 800; 1 000; 1 250 мм.

У даному випадку вважаємо, що $k = 125$;

$$D_{\text{пр}} = 125 \cdot 4 = 500 \text{ мм};$$

$$D_{\text{н}} = 0,8 \cdot 125 \cdot 4 = 400 \text{ мм}.$$

Відповідно до стандартного ряду приймаємо $D_{\text{пр}} = 500 \text{ мм}$, $D_{\text{н}} = 400 \text{ мм}$.

За прийнятим стандартним значенням $D_{\text{пр}}$ виписуємо характеристики приводного барабана (рис. 2.5).

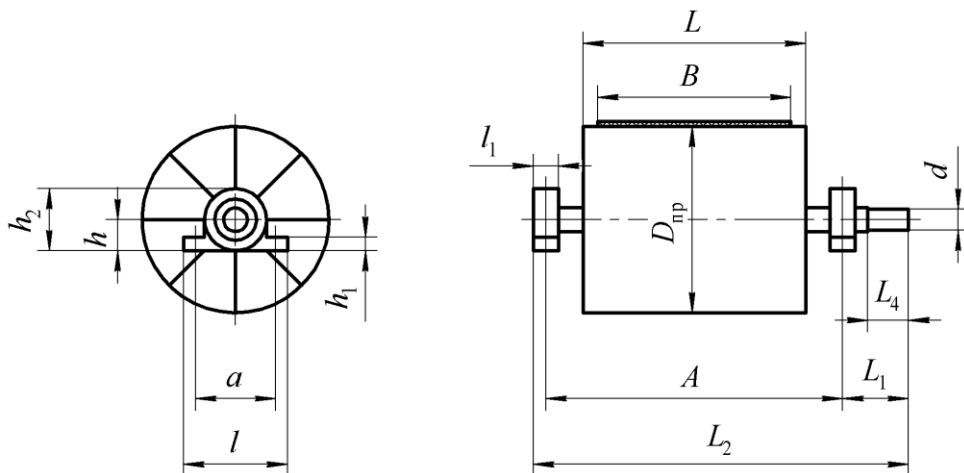


Рис. 2.5. Приводний барабан

У даному випадку приводний барабан має такі характеристики: $B=500$ мм; $D_{\text{пр}}=500$ мм; $A=850$ мм; $L=600$ мм; $L_1=222$ мм; $L_2=1140$ мм; $d=70$ мм; $L_4=138$ мм; $a=270$ мм; $l=350$ мм; $l_1=85$ мм; $h=105$ мм; $h_1=45$ мм; $h_2=210$ мм; підшипник – 3516; маса – 190 кг; умовне позначення – П-3516-5050.

За прийнятим стандартним значенням $D_{\text{н}}$ виписуємо характеристики натяжного барабана (рис. 2.6).

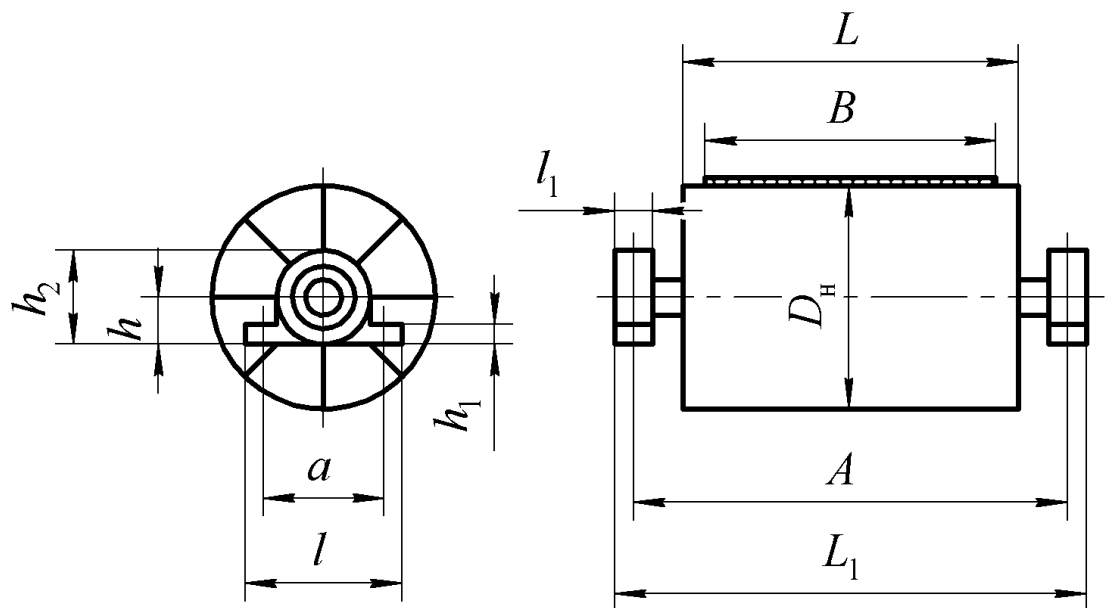


Рис. 2.6. Натяжний барабан

У прикладі натяжний барабан має такі характеристики: $B=500$ мм; $D_{\text{н}}=400$ мм; $A=800$ мм; $L=600$ мм; $L_1=950$ мм; $a=270$ мм; $l=350$ мм; $l_1=85$ мм; $h=100$ мм; $h_1=45$ мм; $h_2=200$ мм; підшипник – 1612; маса – 160 кг; умовне позначення – Н-1612-5040.

Можливість використання вибраного приводного барабана перевіряється за тиском стрічки на барабан згідно з умовою

$$p = \frac{360F_o}{\pi D_{\text{пр}} \alpha B \mu} \leq [p], \quad (2.22)$$

де F_o слід підставляти у Н; $D_{пр}$ і B – у міліметрах; α – у градусах;

$[p] = 0,4$ МПа – допустимий тиск стрічки на барабан.

Якщо умова (2.22) не виконується, необхідно збільшити діаметр приводного барабана та виписати нові значення характеристик.

У нашому випадку $F_o = 4641,5$ Н, $D_{пр} = 500$ мм, $B = 500$ мм, $\alpha = 180^\circ$, $\mu = 0,4$;

$$p = \frac{360 \cdot 4641,5}{3,14 \cdot 500 \cdot 180 \cdot 500 \cdot 0,4} = 0,03 \text{ МПа} < [p].$$

2.6 Вибір елементів привода

Привод стрічкового транспортеру проектується з циліндричним двоступінчатим редуктором, інколи – з конічно-циліндричним та черв'ячним. Кінематична схема приводу наведена на рис. 2.7.

Розрахункова потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_p = \frac{F_o v}{1000 \eta}, \quad (2.23)$$

де F_o слід підставляти у Ньютонах;

v – у метрах за секунду;

η – коефіцієнт корисної дії привода.

Коефіцієнт корисної дії приводу знаходиться з формулою:

$$\eta = \eta_p \eta_m, \quad (2.24)$$

де $\eta_p = 0,96$ – коефіцієнт корисної дії редуктора;

$\eta_m = 0,98$ – коефіцієнт корисної дії муфти.

Таким чином

$$\eta = \eta_p \eta_m = 0,96 \cdot 0,98 = 0,94.$$

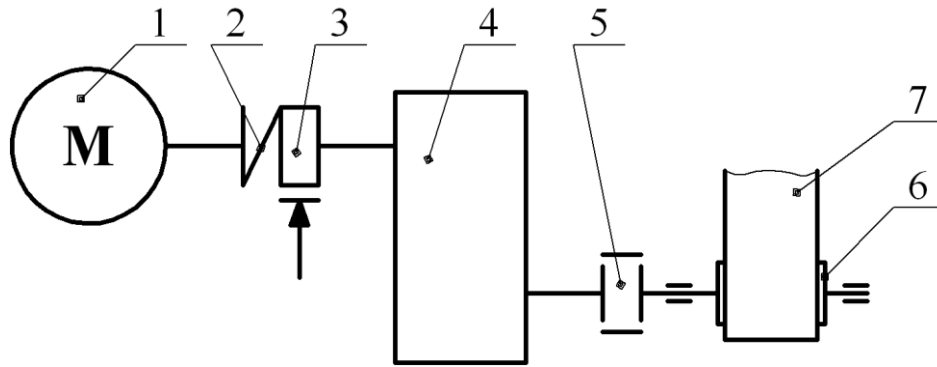


Рис. 2.7. Схема привода стрічкового конвеєра:

1 – двигун; 2 – пружна муфта; 3 – гальмо; 4 – редуктор; 5 – зубчаста муфта;
6 – приводний барабан; 7 – стрічка

Оскільки $F_0 = 4641,5$ Н, $v = 1$ м/с та $\eta = 0,94$, отримуємо:

$$P = \frac{4641,5 \cdot 1}{1000 \cdot 0,94} = 4,94 \text{ кВт.}$$

Установлювана потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 4,94 = 5,93 \text{ кВт,} \quad (2.25)$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності.

Відповідно до отриманого значення $P_0 = 5,93$ кВт приймаємо електродвигун серії 4А з такими характеристиками:

- тип двигуна 4А132М6;
- номінальна потужність $P_{дв} = 7,5$ кВт;
- частота обертання вала $n = 870$ об/хв;
- момент інерції ротора двигуна $I_p = 0,0575$ кг м²;
- коефіцієнт перевантаження $\psi_{\Pi} = \frac{M_{\max}}{M_H} = 2,2$;
- діаметр вала $d_1 = 38$ мм.

Кутова швидкість обертання вала електродвигуна визначається за формулою:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ рад/с}, \quad (2.26)$$

У даному прикладі при $n = 870$ об/хв, маємо:

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 870}{30} = 91,1 \text{ рад/с}.$$

Частота обертання приводного барабана (об/хв) визначається за формулою

$$n_{\zeta} = \frac{60v}{\pi D}, \quad (2.27)$$

де v слід підставляти у метрах за секунду; D – у метрах.

У даному випадку $v = 1$ м/с та $D = 0,5$ м, тому

$$n_{\zeta} = \frac{60 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,5} = 38,2 \text{ об/хв}.$$

Необхідне передаточне число привода елеватора визначається за формулою:

$$u_{\text{пр}} = \frac{n}{n_{\zeta}}. \quad (2.28)$$

Оскільки $n = 870$ об/хв та $n_{\zeta} = 38,2$ об/хв, то

$$u_{\text{пр}} = \frac{870}{38,2} = 22,8.$$

Розрахунковий крутний момент на валу приводного барабана визначається за формулою

$$M_{\text{кр}} = k_3 F_o \frac{D}{2}, \quad (2.29)$$

де $k_3 = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт запасу;

F_o слід підставляти у Ньютонах, D – у метрах.

В нашому випадку приймаємо $k_3 = 1,2$; якщо $F_o = 4641,5$ Н та $D = 0,5$ м, то

$$M_{\text{кр}} = 1,2 \cdot 4641,5 \cdot \frac{0,5}{2} = 1392,5 \text{ Нм} \approx 1,39 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Відповідно до величин $M_{\text{кр}} = 1,39$ кН·м та $u = 22,8$, приймаємо редуктор циліндричний двоступінчатий з такими характеристиками:

- типорозмір 1Ц2У-200;
- номінальний крутний момент $M_{кр} = 2,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$;
- діаметр вхідного вала $d_{вх} = 30 \text{ мм}$;
- діаметр вихідного вала $d_{вих} = 70 \text{ мм}$;
- передаточне число $u_p = 25$.

Номінальний момент на валу двигуна визначається за формулою

$$M_{ном} = 9\,550 \frac{P_{дв}}{n}, \quad (2.30)$$

де $P_{дв}$ слід підставляти у кіловатах; n – в обертах за хвилину.

Оскільки $P_{дв} = 7,5 \text{ кВт}$ та $n = 870 \text{ об/хв}$, то

$$M_{ном} = 9\,550 \cdot \frac{7,5}{870} = 82,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Розрахунковий момент для вибору муфти, яка з'єднує вал двигуна з вхідним валом редуктора, визначається за формулою:

$$M_{розр1} = \psi_{п} M_{ном}, \quad (2.31)$$

де $\psi_{п}$ – коефіцієнт перевантаження двигуна.

Якщо $M_{ном} = 82,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та $\psi_{п} = 2,2$, то

$$M_{розр1} = 2,2 \cdot 82,3 = 181,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

У даному випадку $M_{розр1} = 181,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d_1 = 38 \text{ мм}$, $d_{вх} = 30 \text{ мм}$, тому приймаємо з [4] муфту пружну втулково-пальцеву з гальмівним шківом та такими характеристиками:

- номінальний крутний момент 250 Нм;
- діаметри розточок півмуфт 38 мм.

Розрахунковий момент для вибору муфти, яка з'єднує вал приводного барабана з вихідним валом редуктора, визначається за формулою

$$M_{розр2} = \psi_{п} M_{ном} u_p \eta. \quad (2.32)$$

Враховуючи, що $\psi_{п} = 2,2$, $M_{ном} = 82,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $u_p = 25$ та $\eta = 0,94$,

отримуємо:

$$M_{\text{розр}2} = 2,2 \cdot 82,3 \cdot 25 \cdot 0,94 = 4254,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Згідно з величиною $M_{\text{розр}2}$ приймається муфта зубчаста, для якої виписуються такі характеристики:

- типорозмір;
- номінальний крутний момент, Н·м;
- діаметр розточок півмуфт, мм.

При цьому діаметр розточок має бути не меншим ніж величина $d_{\text{вих}}$.

У даному випадку $M_{\text{розр}2} = 4254,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d_{\text{вих}} = 70 \text{ мм}$, тому приймаємо муфту зубчасту з такими характеристиками:

- типорозмір – МЗ-4;
- номінальний крутний момент 5600 Н·м;
- діаметр розточок півмуфт 75 мм (за величиною $d_{\text{вих}}$).

Після цього проводиться перевірка обраного двигуна за перегрівом та вибір гальма з натяжним пристроєм.

3 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПРОЕКТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОХИЛОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРУ НА ПОТУЖНІСТЬ ЙОГО ПРИВОДУ

3.1 Залежності швидкості та ширини стрічки

Потужність приводу залежить від багатьох факторів. Основними параметрами, які впливають на її величину є: тип вантажу, необхідна продуктивність, висота підйому та довжина транспортування вантажу, умови роботи конвеєру.

Для визначення необхідної потужності приводу похилих стрічкових конвеєрів необхідно провести детальний розрахунок його елементів. Метою розділу є визначення закону, за яким змінюється величина потужності двигуна в залежності від проектних значень продуктивності конвеєру, геометричних розмірів та конфігурації траси, типу вантажу. При цьому слід врахувати стандартні розміри та параметри стрічки. Для подальшого дослідження визначимо основні компоненти загального розрахунку стрічкового конвеєру, які в тій чи іншій мірі залежать від проектних параметрів конвеєру. Розрахункова схема конвеєру та приблизна діаграма натягу стрічки, який досліджується, представлена на рисунку 3.1.

Вихідними даними для проектного розрахунку похилого стрічкового транспортера є наступні:

транспортований матеріал;

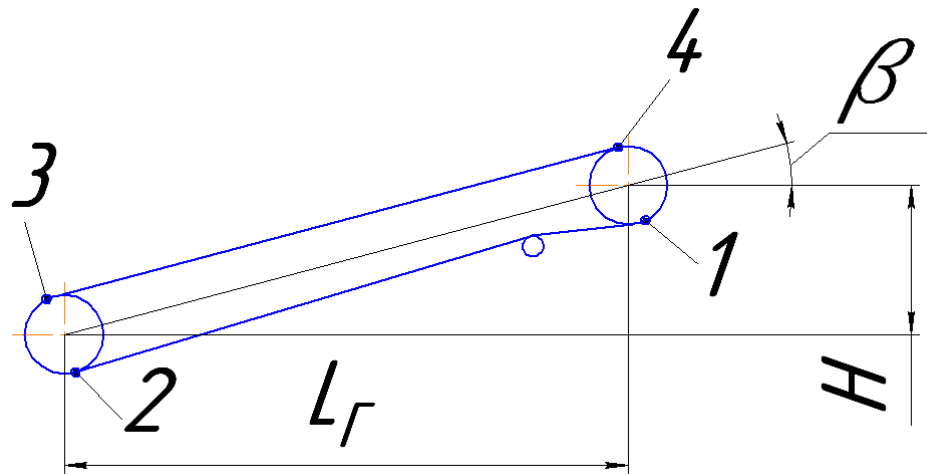
продуктивність конвеєра;

висота підйому вантажу H ;

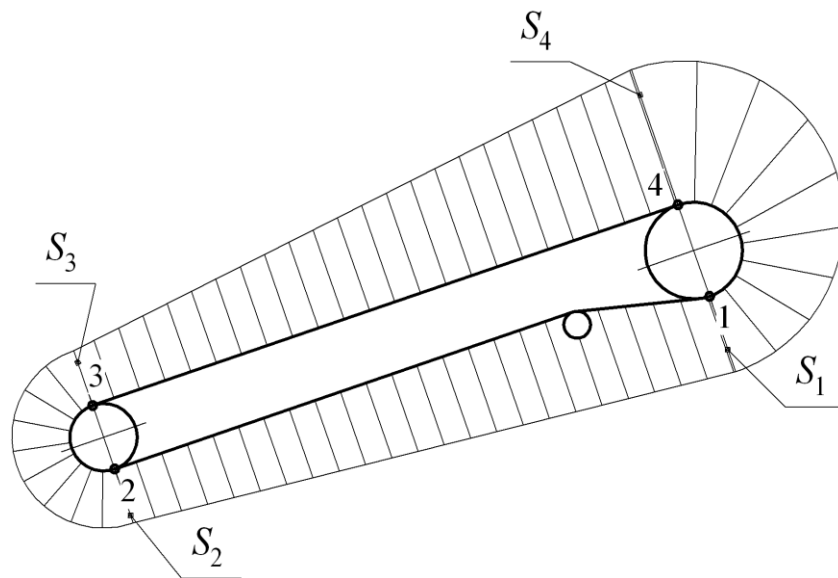
довжина транспортування вантажу L_{Γ} м.

Якщо не задано кут нахилу похилої частини конвеєру, тоді він визначається за формулою:

$$\beta = \arctg \frac{H}{L_{\Gamma}}. \quad (3.1)$$



а)



б)

Рис. 3.1. Похилий стрічковий конвеєр:

а – розрахункова схема; б – діаграма натягу стрічки

Для подальшого дослідження визначаємо, що на конвеєрі використовуються жолобчаті трьохроликові опори з кутом нахилу бокових роликів 20° на робочій гілці та рядові прямі роликоопори - на холостій гілці.

Враховуючи дані таблиць 2.2 та 2.3 наведемо в таблиці основні дані вантажів, які необхідні для подальших розрахунків:

Таблиця 3.1

Швидкість руху стрічки та властивості вантажів

Насипні вантажі	щільність матеріалу ρ , т/м ³	коефіцієнт k_{Π}	Швидкість руху стрічки, м/с, при ширині, мм				
			400	500 та 650	800... 1200	1200... 1600	1800... 2000
1	2	3	4	5	6	7	8
пісок	1,4 – 1,65	470	1,3	1,5	2,6	3,3	5,5
торф	0,33 – 0,4	550	1,3	1,5	2,6	3,3	5,5
земля	1,1 – 1,6	470	1,3	1,5	2,6	3,3	5,5
гравій	1,5 – 1,9	470	1,1	1,3	1,8	2,6	3,6
каміння	1,8 – 2,2	550	-	1,3	1,3	1,8	2,6
вугілля	0,8 – 1,0	470	1,1	1,3	1,4	1,8	-
цемент	1,0 - 1,8	470	-	1,1	1,0	-	-
щебінь	1,3 - 1,8	550	1,1	1,3	1,8	2,6	3,6

Значення швидкості руху стрічки в таблиці 3.1 пораховані, як середнє в заданому діапазоні можливих значень для даного вантажу.

Ширина стрічки, необхідна для забезпечення заданої продуктивності Π , визначається за формулою

$$B_{\Pi} \geq 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{k_{\Pi} k_{\beta} \rho v}} + 0,05 \right), \quad (3.2)$$

де k_{Π} – коефіцієнт площі поперечного перерізу матеріалу на стрічці (табл. 3.1);

k_{β} – коефіцієнт, який враховує зменшення площі перерізу матеріалу на стрічці внаслідок його часткового зсипання в бік, протилежний напрямку руху (табл. 2.3);

ρ – насипна щільність транспортованого матеріалу (табл. 3.1), т/м³.

Пораховане значення ширини стрічки округлюється до найближчого більшого зі стандартного ряду ширини стрічки: 400; 500; 650; 800; 1000, 1200 мм.

Для зручності подальших досліджень зробимо деякі алгебраїчні перетворення у виразі (3.2). Після них маємо:

$$k_{\Pi} \rho v (0,91 B_{\Pi} - 0,05)^2 \geq \frac{\Pi}{k_{\beta}}. \quad (3.3)$$

Для однозначного визначення необхідної ширини для забезпечення проектної продуктивності конвеєру потрібно, щоб співвідношення $\frac{P}{k_{\beta}}$ належало деякому діапазону значень. Такі діапазони приведені в таблиці 3.2. Значення величини P/k_{β} залежить від ширини стрічки, типу вантажу та прийнятої щільності матеріалу вантажу. Граничні значення діапазонів у таблиці 3.2 пораховані для відповідних граничних значень щільності матеріалу. Наприклад, для піску та ширини стрічки $B=400$ мм діапазон зміни $P/k_{\beta} = 84,3 - 99,4$, при цьому 84,3 відповідає щільності піску $1,4 \text{ т/м}^3$, а 99,4 - щільності піску $1,65 \text{ т/м}^3$.

Приклад застосування таблиці 3.2: нехай вантаж – земля із щільністю $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$, кут $\beta = 22^\circ$ та необхідна продуктивність $P = 64 \text{ т/год}$. За допомогою таблиці 2.3 маємо: $k_{\beta} = 0,76$. Рахуємо співвідношення $P/k_{\beta} = 64/0,76 = 84,2 < 99,4$, отже, така величина відповідає ширині стрічки $B = 400$ мм. Така ширина приймається для подальших розрахунків.

Також слід зазначити, що необхідно враховувати знак нерівності у співвідношенні (3.2) наступним чином: для щільності землі $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$ та ширині стрічки $B = 400$ мм відповідає діапазон значень P/k_{β} $[0 \dots 96,4]$, $B = 500$ мм - діапазон P/k_{β} $[96,4 \dots 185]$, $B = 650$ мм - діапазон P/k_{β} $[185 \dots 330,7]$, $B = 800$ мм - діапазон P/k_{β} $[330,7 \dots 898,8]$, $B = 1000$ мм - діапазон P/k_{β} $[898,8 \dots 1446,1]$, $B = 1200$ мм - діапазон P/k_{β} $[1446,1 \dots 2694,4]$. Відповідно, для щільності землі $\rho = 1,1 \text{ т/м}^3$ та ширині стрічки $B = 400$ мм відповідає діапазон значень P/k_{β} $[0 \dots 84,3]$, $B = 500$ мм - діапазон P/k_{β} $[84,3 \dots 127,2]$, $B = 650$ мм - діапазон P/k_{β} $[127,2 \dots 227,4]$, $B = 800$ мм - діапазон P/k_{β} $[227,4 \dots 617,9]$, $B = 1000$ мм - діапазон P/k_{β} $[617,9 \dots 994,2]$, $B = 1200$ мм - діапазон P/k_{β} $[994,2 \dots 1852,4]$.

Таблиця 3.2

Діапазони значень співвідношення Π/k_B , які відповідають типу вантажу та ширині стрічки

Насипні вантажі	щільність матеріалу ρ , т/м ³	Діапазони значень співвідношення Π/k_B , т/год, при ширині стрічки, мм					
		400	500	650	800	1000	1200
1	2	3	4	5	6	7	8
пісок	1,4 – 1,65	84,3-99,4	161,9-190,8	289,4-341,1	786,5-926,9	1265,3-1491,3	2357,6-2778,6
торф	0,33 – 0,4	23,3-28,2	44,6-54,1	79,8-96,7	216,9-262,9	349-423	650,3-788,3
земля	1,1 – 1,6	66,3-96,4	127,2-185	227,4-330,7	617,9-898,8	994,2-1446,1	1852,4-2694,4
гравій	1,5 – 1,9	76,5-96,9	150,3-190,4	268,7-340,4	583,3-738,9	938,5-1188,8	1990,2-2520,9
каміння	1,8 – 2,2	-	211,1-258	377,3-461,2	591,6-723,1	951,9-1163,4	1934,8-2364,8
вугілля	0,8 – 1,0	40,8-51	80,2-100,2	143,3-179,1	242-302,5	389,4-486,7	734,88-918,6
цемент	1,0 - 1,8	-	84,8-152,6	151,6-272,8	216,1-388,9	347,6-625,7	-
щебінь	1,3 - 1,8	77,6-107,4	152,5-211,1	272,6-377,4	591,6-819,2	951,9-1318	2018,5-2794,8

3.2 Визначення питомої ваги стрічки, вантажу та роликоопор

Для визначення натягу в стрічці використаємо метод тягового розрахунку по контуру. Приймаємо привід конвеєру з одним ведучим барабаном, кут обхвату якого $\gamma = 180^\circ$. Поверхня барабану футерована гумою.

Зусилля в набіжній на приводний барабан вітці стрічки визначається за формулою Ейлера:

$$S_{нб} = S_4 \leq S_1 e^{\mu\gamma}, \quad (3.4)$$

де μ – коефіцієнт тертя між стрічкою та поверхнею барабана;

γ – кут обхвату стрічкою приводного барабана, рад;

$e^{\mu\gamma}$ – тяговий фактор (табл. 3.3).

Таблиця 3.3

Значення тягового фактора $e^{\mu\gamma}$					
μ	γ , град (рад)				
	180 (3,14)	190 (3,22)	200 (3,50)	210 (3,67)	240 (4,19)
0,2 (без футерівки)	1,88	1,94	2,01	2,08	2,31
0,3 (футерування деревиною)	2,57	2,71	2,85	3,01	3,52
0,4 (футерування гумою)	3,52	3,78	4,05	4,34	5,35

У рівнянні (3.4) два невідомих члена S_1 та S_4 . Для складання другого рівняння обходимо тяговий контур від точки 1 до точки 4, виражаючи натяг у всіх точках через натяг в точці 1.

Для подальших розрахунків приведемо таблицю орієнтовних значень відстаней між роликоопорами робочої гілки (табл. 3.4).

Таблиця 3.4

Орієнтовні значення відстаней між роликоопорами робочої гілки l_p'

Щільність матеріалу, т/м ³	Відстань між роликоопорами робочої гілки при ширині стрічки, мм							
	400	500	650	800	1000	1200	1400...1600	1800...2000
1	1500	1500	1400	1400	1300	1300	1200	1100
1...2	1400	1400	1300	1300	1200	1200	1100	1100
більше 2	1300	1300	1200	1200	1100	1100	1100	900

Питома вага матеріалу на стрічці визначається за формулою

$$q_m = \frac{\Pi g}{3,6v} = \beta \Pi, \quad (3.5)$$

де $\beta = \frac{g}{3,6v}$ – коефіцієнт, який залежить від швидкості стрічки, Н·с/кг·м.

Питома вага рухомих частин верхніх та нижніх роликоопор визначаються за формулами:

$$q_{рв} = \frac{G_p'}{l_p'}; \quad (3.6)$$

$$q_{рн} = \frac{G_p''}{l_p''}, \quad (3.7)$$

де G_p' , G_p'' – вага обертових частин верхніх і нижніх роликоопор відповідно.

Характеристики та розміри роликоопор наведені в таблицях 3.5 та 3.6.

Таблиця 3.5

Розміри верхніх рядових жолобчатих трироликів опор, мм

B	D_{pv}	K	L	A	E	C	M	n	Маса, кг
400	102	190	160	620	660	465	235	6	10,0
500	102	190	195	720	760	580	260	6	11,5
650	102	190	245	870	910	730	278	6	12,5
800	127	240	310	1 100	1 150	905	340	8	22,0
1 000	127	240	380	1 300	1 350	1 115	370	8	25,0

Примітки: 1. Позначення розмірів згідно з рис. 3.2.

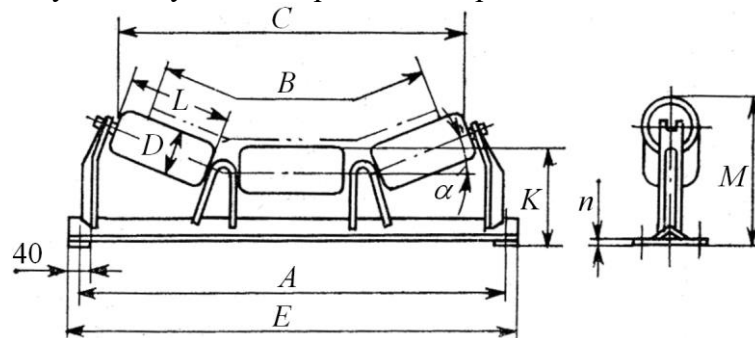
2. Кут нахилу бокових роликів опор $\alpha=20^\circ$.

Рис. 3.2. Верхня жолобчатая трироликова опора

Таблиця 3.6

Розміри нижніх рядових прямих роликоопор, мм

B	D_{pn}	L_1	L	A	E	H	h	M	d_6	n	Маса, кг
400	102	524	500	620	660	157	106	100	12	6	6,0
500	102	624	600	720	760	157	106	100	12	6	7,5
650	102	774	750	870	910	157	106	100	12	6	10,5
800	127	990	950	1 100	1 150	187	123	120	16	8	18,5
1 000	127	1 190	1 150	1 300	1 350	187	123	120	16	8	22,0

Примітки: 1. Позначення розмірів згідно з рис. 3.3.

Крок розміщення верхніх рядових роликоопор на трасі l_p приймається за табл. 3.4. Нижні рядові роликоопори встановлюються з кроком l'_p , вдвічі більшим, ніж l_p .

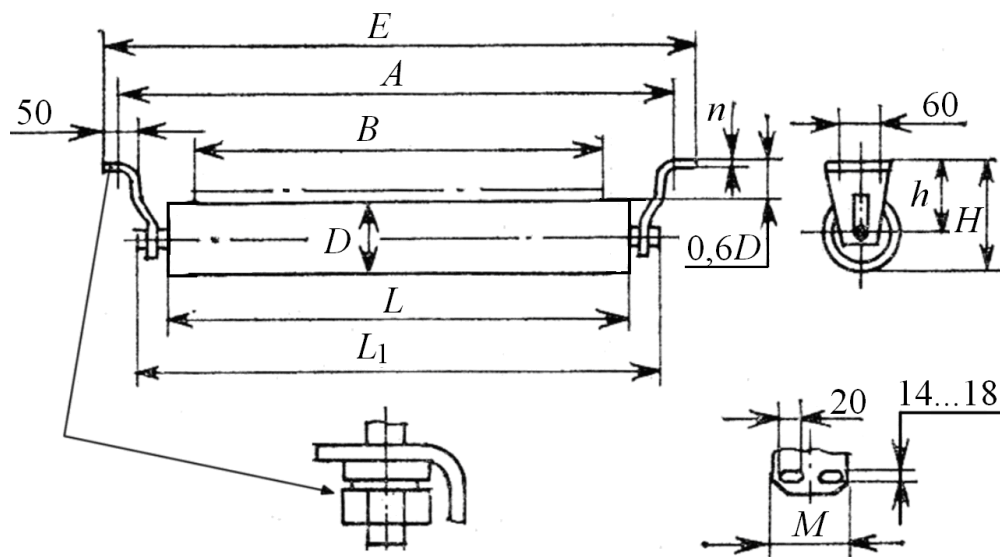


Рис. 3.3. Пряма роликаопора

Використовуючи дані таблиць 3.4 – 3.6, за формулами (3.6) – (3.7) розраховується питома вага рухомих частин верхніх та нижніх роликаопор. Приведемо таблицю значень питомої ваги рухомих частин верхніх та нижніх роликаопор в залежності від ширини стрічки та щільності вантажу.

Таблиця 3.7

Питома вага рухомих частин верхніх та нижніх роликаопор						
Ширина стрічки, мм	$Q_{рв}$ при щільності вантажу ρ , Н/м			$Q_{рн}$ при щільності вантажу ρ , Н/м		
	до 1 т/м ³	1...2 т/м ³	більше 2 т/м ³	до 1 т/м ³	1...2 т/м ³	більше 2 т/м ³
400	66,7	71,4	76,9	20	21,5	23,1
500	76,7	82,1	88,5	25	26,8	28,9
650	89,3	96,2	104,2	37,5	40,4	43,8
800	157,1	169,2	183,3	61,1	71,2	77,1
1000	192,3	208,3	227,3	84,6	91,7	100
1200	223,1	241,7	263,6	96,2	104,2	113,7

Використовуючи дані таблиці 3.1 та формулу (3.5), побудуємо залежність питомої ваги матеріалу на стрічці від ширини стрічки та продуктивності конвеєру. Отримані дані приведені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8

Залежність питомої ваги матеріалу q_m на стрічці від ширини стрічки та продуктивності конвеєру

Насипні вантажі	Ширина стрічки, мм				
	400	500 та 650	800... 1200	1200... 1600	1800... 2000
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
пісок	2,14П	1,85П	1,07П	0,84П	0,51П
торф	2,14П	1,85П	1,07П	0,84П	0,51П
земля	2,14П	1,85П	1,07П	0,84П	0,51П
гравій	2,53П	2,14П	1,54П	1,07П	0,77П
каміння	-	2,14П	2,14П	1,54П	1,07П
вугілля	2,53П	2,14П	1,98П	1,54П	-
цемент	-	2,53П	2,78П	-	-
щебінь	2,53П	2,14П	1,54П	1,07П	0,77П

Для визначеності у подальших розрахунках приймаємо в якості робочого органу стрічкового конвеєра стрічку конвеєрну гумотканинну за ГОСТ 20-85 БКНЛ-150, межа міцності прокладок якої на розрив $S_p = 150$ Н/мм. Крім того, всюди далі будемо вважати, що умови роботи конвеєру **важкі** або **дуже важкі**. Таке припущення дає можливість отримати найбільше значення потужності приводу, що залежить від умов роботи конвеєру (коефіцієнт опору руху стрічки w).

Товщина стрічки (мм) визначається за формулою

$$\delta_c = \delta_p + i\delta_n + \delta_n, \quad (3.8)$$

де δ_p , δ_n – товщина гумових обкладок з робочого та неробочого боків стрічки;

δ_n – товщина однієї тканинної прокладки; $\delta_n = 1,6$ мм для стрічок типу БКНЛ-150.

Обираємо товщину прокладок за умови важких умов роботи конвеєру, тому $\delta_p = 6$ мм, $\delta_n = 2$ мм, тоді

$$\delta_c = 6 + i \cdot 1,6 + 2 = 8 + i \cdot 1,6 \text{ мм.}$$

Вага одного погонного метра стрічки визначається за формулою

$$q_c = 0,01B\delta_c, \quad (3.9)$$

де B і δ_c слід підставляти у міліметрах.

Використовуючи формули (3.8) – (3.9), отримаємо значення лінійної ваги стрічки від кількості прокладок та ширини стрічки (табл. 3.9).

Таблиця 3.9

Лінійна вага стрічок				
Ширина стрічки B , мм	Лінійна вага стрічки при $i = 3$, Н/м	Лінійна вага стрічки при $i = 4$, Н/м	Лінійна вага стрічки при $i = 5$, Н/м	Лінійна вага стрічки при $i = 6$, Н/м
400	51,2	57,6	64	70,4
500	64	72	80	88
650	83,2	93,6	104	114,4
800	102,4	115,2	128	140,8
1000	128	144	160	176
1200	153,6	172,8	192	211,2

3.3 Тяговий розрахунок стрічкового конвеєру

Тяговий розрахунок стрічкового конвеєра виконується, використовуючи метод обходу за контуром. Основний принцип методу полягає у виявленні характерних точок траси, в яких відбувається зміна натягу стрічки. При цьому натяг у наступній $(i+1)$ точці дорівнює сумі натягу стрічки у даній (i) точці та опору переміщенню стрічки на ділянці між цими точками:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i,i+1}. \quad (3.10)$$

Натяг стрічки у точці 2 визначається за формулою

$$S_2 = S_1 + W_{12}, \quad (3.11)$$

де W_{12} – опір переміщенню стрічки на ділянці між точками 1 і 2;

$$W_{12} = q_c L (w \cdot \cos \beta - \sin \beta) + q_{pn} L w. \quad (3.12)$$

де w – коефіцієнт опору руху стрічки (табл. 3.10);

$$L = \frac{L_F}{\cos \beta} - \text{довжина робочої та неробочої гілки.}$$

Отже, маємо:

$$W_{12} = q_c L_{\Gamma} (w - \operatorname{tg} \beta) + q_{\text{рн}} \frac{L_{\Gamma}}{\cos \beta} w. \quad (3.13)$$

Таблиця 3.10

Значення коефіцієнта w

Умови роботи конвеєра	Роликоопори	
	прямі	жолобчаті
Легкі	0,018	0,020
Середні	0,022	0,025
Важкі, дуже важкі	0,030	0,030

Підставляючи (3.13) в (3.11), маємо:

$$S_2 = S_1 + L_{\Gamma} w \left(q_c + \frac{q_{\text{рн}}}{\cos \beta} \right) - q_c \cdot L_{\Gamma} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3.14)$$

Для подальших досліджень приймаємо, що $w = 0,03$ (умови роботи – важкі, нижні роликоопори – прямі). Використовуючи таблиці 3.7 та 3.9, отримаємо вирази для визначення значення сил натягу у точці 2 залежно від ширини стрічки та щільності вантажу (табл. 3.11).

Таблиця 3.11

Натяг стрічки у точці 2

Ширина стрічки, мм	S_2 при щільності вантажу ρ , Н/м		
	до 1 т/м ³	1...2 т/м ³	більше 2 т/м ³
400	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 20/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 21,5/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$0,03L_{\Gamma}(q_c + 23,1/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta + S_1$
500	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 25/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 26,8/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$0,03L_{\Gamma}(q_c + 28,9/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta + S_1$
650	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 37,5/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 40,4/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$0,03L_{\Gamma}(q_c + 43,8/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta + S_1$
800	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 61,1/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 71,2/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$0,03L_{\Gamma}(q_c + 77,1/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta + S_1$
1000	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 84,6/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 91,7/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$0,03L_{\Gamma}(q_c + 100/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta + S_1$
1200	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 96,2/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$S_1 + 0,03L_{\Gamma}(q_c + 104,2/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta$	$0,03L_{\Gamma}(q_c + 113,7/\cos \beta) - q_c L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta + S_1$

Натяг стрічки у точці 3 визначається за формулою

$$S_3 = k S_2, \quad (3.13)$$

де k – коефіцієнт, який враховує збільшення натягу стрічки від опору обертанню натяжного барабана (табл. 3.12).

Таблиця 3.12

Значення коефіцієнта k	
Кут обхвату стрічкою барабану, градуси	k
<90	1,03
90	1,04
180	1,05

В нашому випадку кут обхвату стрічкою барабану менше за 90° (рис. 3.1), отже, вважаємо, що $k = 1,05$.

Залежності для визначення значення сил натягу у точці 3 відповідно до ширини стрічки та щільності вантажу приведені в табл. 3.13.

Таблиця 3.13

Ширина стрічки, мм	Натяг стрічки у точці 3 S_3 при щільності вантажу ρ , Н/м		
	до 1 т/м ³	1...2 т/м ³	більше 2 т/м ³
400	$0,032L_r(q_c+20/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+21,5/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+23,1/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$
500	$0,032L_r(q_c+25/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+26,8/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+28,9/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$
650	$0,032L_r(q_c+37,5/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+40,4/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+43,8/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$
800	$0,032L_r(q_c+61,1/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+71,2/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+77,1/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$
1000	$0,032L_r(q_c+84,6/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+91,7/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+100/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$
1200	$0,032L_r(q_c+96,2/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+104,2/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$	$0,032L_r(q_c+113,7/\cos\beta) - 1,05(q_cL_r\text{tg}\beta-S_1)$

Натяг стрічки у точці 4 визначається за формулою

$$S_4 = S_3 + W_{34}, \quad (3.14)$$

де W_{34} – опір переміщенню стрічки на ділянці між точками 3 і 4;

$$W_{34} = (q_M + q_c) \cdot L_{\Gamma} \cdot (w + \operatorname{tg} \beta) + q_{\text{рв}} \frac{L_{\Gamma}}{\cos \beta} w. \quad (3.15)$$

де w – коефіцієнт опору руху стрічки (табл. 2.9).

Отже, маємо:

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + (q_M + q_c) \cdot L_{\Gamma} \cdot (w + \operatorname{tg} \beta) + q_{\text{рв}} \frac{L_{\Gamma}}{\cos \beta} w = \\ &= L_{\Gamma} w \left(q_M + q_c + \frac{q_{\text{рв}}}{\cos \beta} \right) + (q_M + q_c) L_{\Gamma} \operatorname{tg} \beta. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Залежності для визначення значення сил натягу у точці 4 відповідно до ширини стрічки та щільності вантажу приведені в табл. 3.14.

Таблиця 3.14

Ширина стрічки, мм	Натяг стрічки у точці 4 S_4 при щільності вантажу ρ , Н		
	до 1 т/м ³	1...2 т/м ³	більше 2 т/м ³
400	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (20+66,7)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (21,5+71,4)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (23,1+76,1)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$
500	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (25+76,7)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (26,8+82,1)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (28,9+88,5)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$
650	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (37,5+89,3)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (40,4+96,2)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (43,8+104,2)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$
800	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (61,1+157,1)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (71,2+169,2)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (77,1+183,3)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$
1000	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (84,6+192,3)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (91,7+208,3)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (100+227,3)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$
1200	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (96,2+223,1)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (104,2+241,7)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$	$0,032L_{\Gamma}(2q_c+q_M+ (113,7+263,6)/\cos\beta) - L_{\Gamma}\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_M)+1,05 S_1$

Представимо залежності в таблиці 3.14 у наступній формі:

$$S_4 = 1,05 \cdot S_1 + F_{B,\rho}(q_c, L_{\Gamma}, \beta, q_M(\Pi)).$$

Розв'язуючи систему рівнянь для граничного стану, при якому відсутнє проковзування барабану, маємо:

$$\begin{aligned} S_4 &= e^{\mu\gamma} S_1; \\ S_4 &= 1,05 S_1 + F_{B,\rho}(q_c, L_T, \beta, q_M(\Pi)). \end{aligned} \quad (3.17)$$

Тепер прирівнюючи вирази праві частини рівнянь системи (3.17), маємо:

$$e^{\mu\gamma} S_1 = 1,05 S_1 + F_{B,\rho}(q_c, L_T, \beta, q_M(\Pi)).$$

За допомогою алгебраїчних перетворень маємо:

$$S_1 = \frac{F_{B,\rho}(q_c, L_T, \beta, q_M(\Pi))}{(e^{\mu\gamma} - 1,05)}; \quad (3.18)$$

$$S_4 = e^{\mu\gamma} \frac{F_{B,\rho}(q_c, L_T, \beta, q_M(\Pi))}{(e^{\mu\gamma} - 1,05)}. \quad (3.19)$$

Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводного барабана (Н) визначається за формулою

$$F_o = S_4 - S_1 + (k' - 1)(S_4 + S_1), \quad (3.20)$$

де $k' = 1,08$ – коефіцієнт опору обертанню приводного барабана.

Отже, при $k' = 1,08$ маємо:

$$F_o = 1,08 S_4 - 0,92 S_1. \quad (3.21)$$

Підставляючи вирази (3.18) та (3.19) у співвідношення (3.20), маємо:

$$F_o = (1,08 e^{\mu\gamma} - 0,92) \frac{F_{B,\rho}(q_c, L_T, \beta, q_M(\Pi))}{(e^{\mu\gamma} - 1,05)}.$$

3.4. Уточнення параметрів стрічки та вибір барабанів

Як в підпункті 3.2 зазначено, робочим органом вважаємо стрічку конвеєрну гумотканинну БКНЛ-150; межа міцності прокладок на розрив $S_p = 150$ Н/мм. Після визначення тягового зусилля необхідно та зусилля у точці 8 необхідно провести перевірку стрічку на міцність.

Кількість прокладок стрічки визначається за формулою

$$i = \frac{k S_{\max}}{S_p B}, \quad (3.22)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності; $k=8$ для горизонтальних та $k=12$ для похилих конвеєрів.

Розраховане значення має бути не менше, ніж $i_{\min} = 3$ та не перевищувати $i_{\max} = 6$. Якщо ця умова не виконується, необхідно прийняти стрічку з міцнішими прокладками за ГОСТ 20-85 або збільшити ширину вже вибраної.

Діаметр приводного барабана визначається за формулою

$$D_{\text{пр}} = ki, \quad (3.23)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від міцності тканини прокладок на розрив; для стрічок типу БКНЛ-150 ($S_p = 150 \text{ Н/мм}$) $k = 125 - 130$.

Діаметр натяжного барабана визначається за формулою

$$D_{\text{н}} = 0,8ki. \quad (3.24)$$

Розраховані значення збільшуються до стандартних з ряду: 250; 400; 500; 630; 800; 1 000; 1 250 мм.

За прийнятим стандартним значенням $D_{\text{пр}}$ виписуємо характеристики приводного барабана (рис. 3.4).

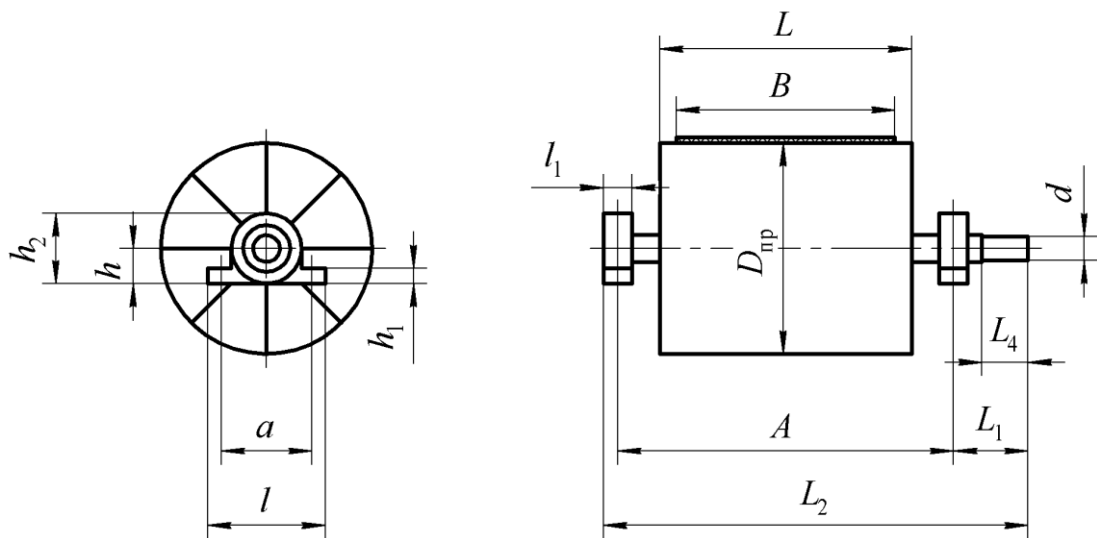


Рис. 3.4. Приводний барабан

За прийнятим стандартним значенням $D_{\text{н}}$ виписуємо характеристики натяжного барабана (рис. 3.5).

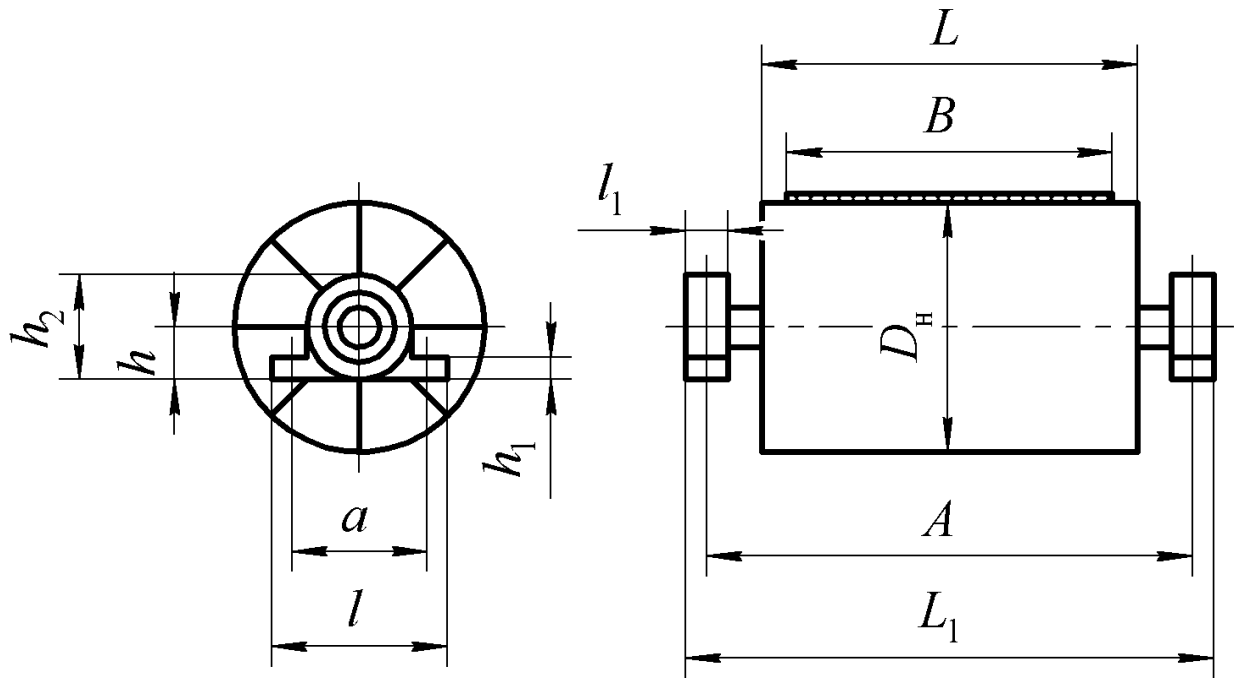


Рис. 3.5. Натяжний барабан

Можливість використання вибраного приводного барабана перевіряється за тиском стрічки на барабан згідно з умовою

$$p = \frac{360F_o}{\pi D_{\text{пр}} \alpha B \mu} \leq [p], \quad (3.25)$$

де F_o слід підставляти у Н; $D_{\text{пр}}$ і B – у міліметрах; α – у градусах;

$[p] = 0,4$ МПа – допустимий тиск стрічки на барабан.

Якщо умова (3.25) не виконується, необхідно збільшити діаметр приводного барабана та виписати нові значення характеристик.

3.5 Залежність потужності приводу від проектних параметрів

В якості одного з варіантів конструкції приводу стрічкового транспортеру розглядається привід з циліндричним двоступінчатим редуктором. Кінематична схема такого приводу наведена на рис. 3.6.

Розрахункова потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_p = \frac{F_o v}{1000 \eta}, \quad (3.26)$$

де F_o слід підставляти у Ньютонах;

v – у метрах за секунду;

η – коефіцієнт корисної дії привода.

Коефіцієнт корисної дії привода знаходиться з формулою:

$$\eta = \eta_p \eta_M, \quad (3.27)$$

де $\eta_p = 0,96$ – коефіцієнт корисної дії редуктора;

$\eta_M = 0,98$ – коефіцієнт корисної дії муфти.

Таким чином

$$\eta = \eta_p \eta_M = 0,96 \cdot 0,98 = 0,94.$$

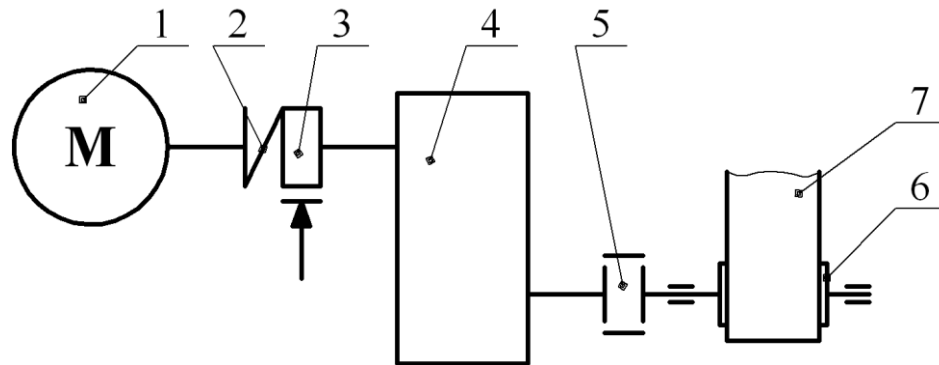


Рис. 3.6. Схема привода стрічкового конвеєра:

1 – двигун; 2 – пружна муфта; 3 – гальмо; 4 – редуктор; 5 – зубчаста муфта;
6 – приводний барабан; 7 – стрічка

Установлювана потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_0 = n_y P_p, \quad (3.28)$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності.

Обираємо $n_y = 1,2$ та установлювана потужність двигуна визначається за залежністю:

$$P_y = \frac{F_o v}{833,3 \eta}. \quad (3.29)$$

Залежності для визначення значення установлювана потужність двигуна

відповідно до ширини стрічки та щільності вантажу приведені в табл. 3.15.

Таблиця 3.15

Ширина стрічки, мм	Установлювана потужність приводу P_y при щільності вантажу ρ , кВт		
	до 1 т/м ³	1...2 т/м ³	більше 2 т/м ³
400	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(20+66,7)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(21,5+71,4)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(23,1+76,1)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$
500	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(25+76,7)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(26,8+82,1)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(28,9+88,5)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$
650	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(37,5+89,3)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(40,4+96,2)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(43,8+104,2)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$
800	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(61,1+157,1)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(71,2+169,2)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(77,1+183,3)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$
1000	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(84,6+192,3)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(91,7+208,3)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(100+227,3)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$
1200	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(96,2+223,1)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(104,2+241,7)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$	$[v(1,08e^{\mu\gamma}-0,92)/833,3\eta(e^{\mu\gamma}-1,05)][0,032L_r(2q_c+q_m+(113,7+263,6)/\cos\beta)-L_r\operatorname{tg}\beta(0,05q_c-q_m)]$

4 ГРАФІЧНИЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПРОЕКТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

НА ПОТУЖНІСТЬ ПРИВОДУ ПОХИЛОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

4.1 Залежність ширини стрічки від продуктивності

Проведемо графічний аналіз впливу проектних параметрів похилого стрічкового конвеєра для транспортування землі на потужність необхідного приводу. А також порівняємо результат розрахунку необхідної потужності приводу, отриманої в розділі 2 та порахованої за аналітичними залежностями, побудованими в розділі 3 (табл. 3.15).

Вихідні дані для проектного розрахунку аналогічні до розділу 2 і є наступними:

транспортований матеріал – земля;

щільність $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$;

продуктивність конвеєра $\Pi = 40 \text{ м}^3/\text{год} = 64 \text{ т/год}$;

швидкість руху стрічки $v = 1 \text{ м/с}$;

висота підйому вантажу $H = 20 \text{ м}$;

довжина горизонтальної проекції конвеєра $L_T = 50 \text{ м}$.

За умови, що $H = 20 \text{ м}$ та $L_T = 50 \text{ м}$, за формулою (3.1) визначаємо кут нахилу похилої частини конвеєру:

$$\beta = \arctg \frac{20}{50} \approx 22^\circ.$$

За допомогою таблиці 2.4 маємо: $k_\beta = 0,76$.

Визначаємо значення співвідношення Π/k_β за умови $\Pi = 64 \text{ т/год}$ та $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$:

$$\Pi/k_\beta = 64/0,76 = 84,2 < 96,4.$$

За таблицею 4.2 приймаємо значення ширини стрічки для забезпечення необхідної проектної продуктивності конвеєру $B = 500 \text{ мм}$ (для більш зручного порівняння отриманих результатів). За таблицею 4.1 для вантажу (земля) обираємо швидкість руху стрічки $v = 1,3 \text{ м/с}$.

Графічна залежність ширини стрічки для забезпечення необхідної проектної продуктивності конвеєру від значення співвідношення Π/k_{β} при вантажу – земля зі щільністю $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$ зображена на рисунку 4.1.

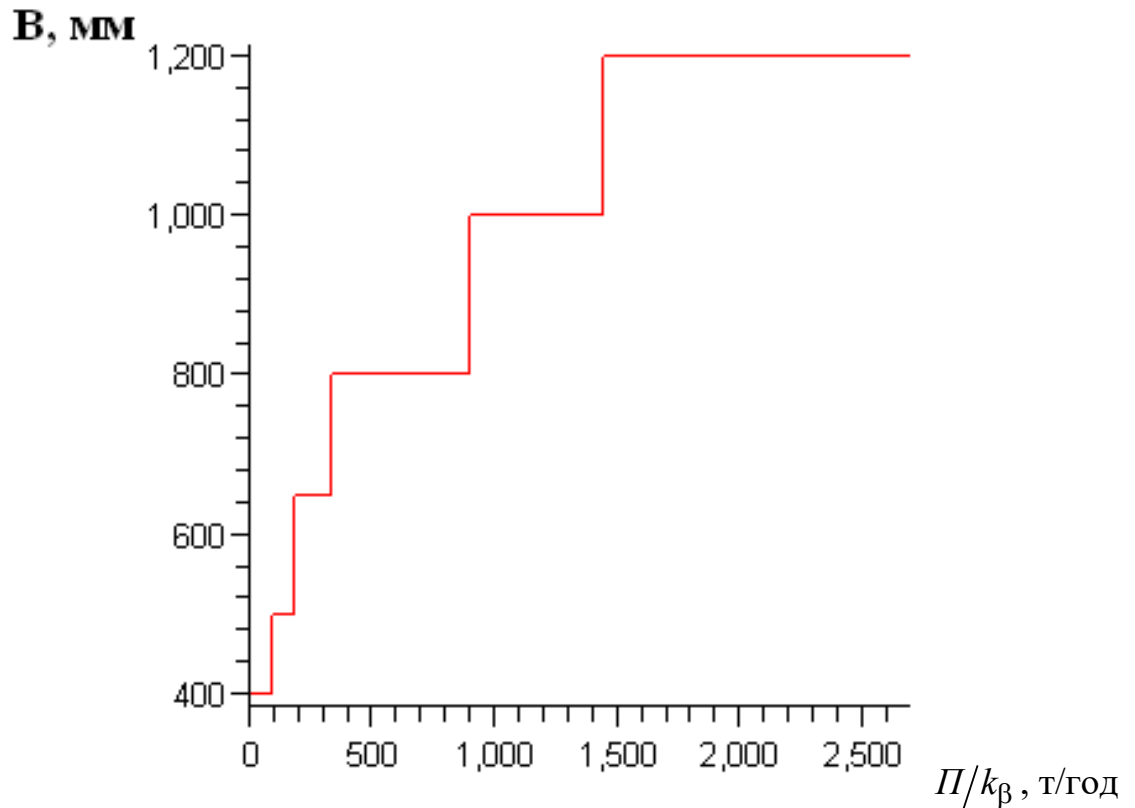


Рис. 4.1. Графічна залежність ширини стрічки для забезпечення необхідної проектної продуктивності конвеєру від значення співвідношення Π/k_{β}

Графічна залежність ширини стрічки для забезпечення необхідної проектної продуктивності конвеєру від значення проектної продуктивності Π при куті нахилу похилої ділянки конвеєру $\beta = 22^\circ$ та відповідному $k_{\beta} = 0,76$ при вантажу – земля зі щільністю $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$ зображена на рисунку 4.2.

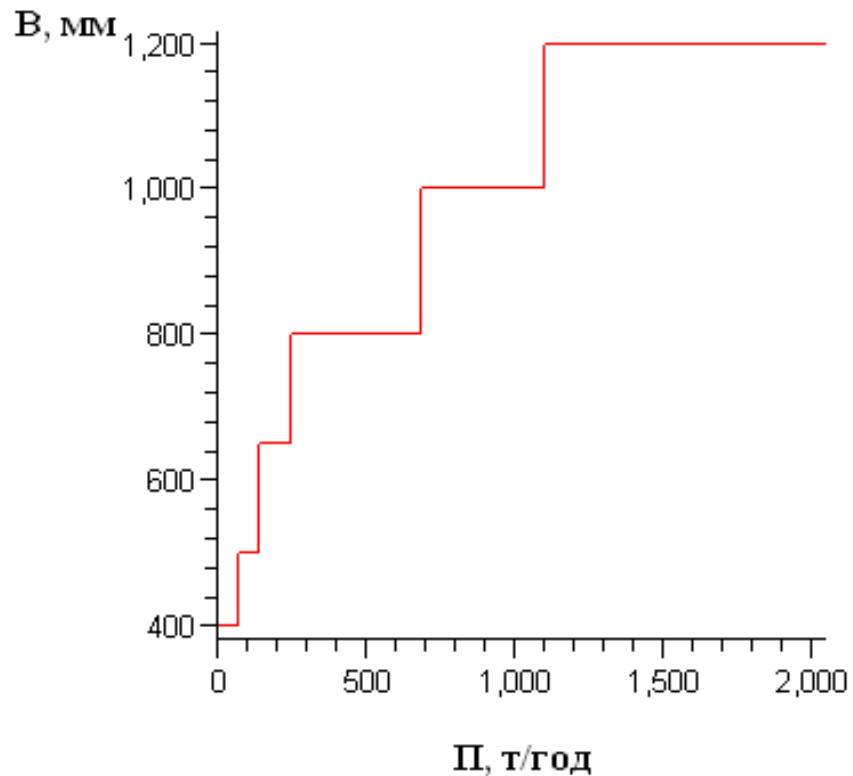


Рис. 4.2. Графічна залежність ширини стрічки для забезпечення необхідної проектної продуктивності конвеєру від значення продуктивності Π при $\beta = 22^\circ$ та $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$

4.2 Залежність потужності приводу від проектних параметрів

Приймаємо привід конвеєру з одним ведучим барабаном, кут обхвату якого $\gamma = 180^\circ$. Поверхня барабану футерована гумою.

Таким чином, за умови $\mu = 0,4$ та $\gamma = 180^\circ$, за таблицею 3.3 маємо $e^{\mu\gamma} = 3,52$, тому за формулою (3.4):

$$S_{нб} = S_4 = 3,52S_1.$$

Відповідно до $B = 400$ мм з таблиці 3.8 обираємо відповідну залежність питомої ваги матеріалу на стрічці від продуктивності конвеєру $q_M = 2,14\Pi \text{ Н/м}$.

Приймаємо кількість прокладок стрічки $i = 4$ та відповідну ширині $B = 400$ мм за таблицею 3.9 її лінійну вагу $q_C = 57,6 \text{ Н/м}$.

За формулою (3.16) та за таблицею 3.14 відповідно до $B=400$ мм та $\rho=1,6$ т/м³ визначаємо значення сили натягу у точці 4:

$$S_4 = \left[e^{\mu\gamma} / (e^{\mu\gamma} - 1,05) \right] \cdot [0,032L_T(2q_c + q_m + (26,8 + 82,1)/\cos\beta) - L_T \operatorname{tg}\beta(0,05q_c - q_m)] =$$

$$= [3,52 / (3,52 - 1,05)] \cdot [0,032 \cdot 50(2 \cdot 72 + 1,85 \cdot 64 + (26,8 + 82,1)/0,927) -$$

$$- 50 \cdot 0,404(0,05 \cdot 72 - 1,85 \cdot 64)] =$$

$$= 1,43 [607,8 + 2319] = 2926,8 \text{ Н.}$$

За формулою (3.27) уточнюємо кількість прокладок стрічки за умови $S_{\max} = 2926,8$ Н, $k=12$, $S_p=150$ Н/мм, $B=500$ мм:

$$i = \frac{12 \cdot 2926,8}{150 \cdot 500} = 0,49.$$

Оскільки за попередніми розрахунками була прийнято $i=4$, тоді перераховувати конвеєр не потрібно. Приймаємо $i=4$.

За формулами (3.23) та (3.24) розрахуємо діаметри привідного та натяжного барабанів при $k=125$:

$$D_{\text{пр}} = 125 \cdot 4 = 500 \text{ мм};$$

$$D_{\text{н}} = 0,8 \cdot 125 \cdot 4 = 400 \text{ мм.}$$

Відповідно до стандартного ряду приймаємо $D_{\text{пр}} = 500$ мм, $D_{\text{н}} = 400$ мм.

За прийнятим стандартним значенням $D_{\text{пр}}$ виписуємо характеристики приводного барабана (рис. 4.3).

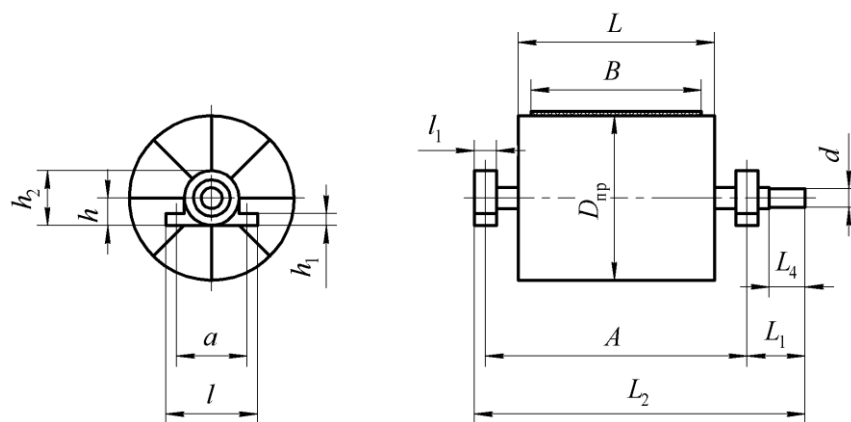


Рис. 4.3. Приводний барабан

У даному випадку приводний барабан має такі характеристики: $B=500$ мм; $D_{\text{пр}}=500$ мм; $A=850$ мм; $L=600$ мм; $L_1=222$ мм; $L_2=1140$ мм; $d=70$ мм; $L_4=138$ мм; $a=270$ мм; $l=350$ мм; $l_1=85$ мм; $h=105$ мм; $h_1=45$ мм; $h_2=210$ мм; підшипник – 3516; маса – 190 кг; умовне позначення – П-3516-5050.

За прийнятим стандартним значенням D_H виписуємо характеристики натяжного барабана (рис. 4.4).

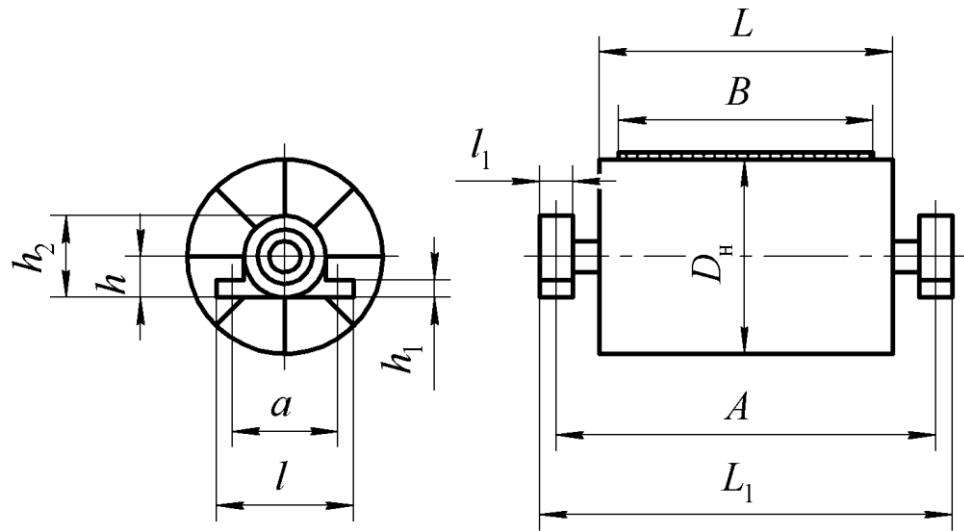


Рис. 4.4. Натяжний барабан

У прикладі натяжний барабан має такі характеристики: $B=500$ мм; $D_H=400$ мм; $A=800$ мм; $L=600$ мм; $L_1=950$ мм; $a=270$ мм; $l=350$ мм; $l_1=85$ мм; $h=100$ мм; $h_1=45$ мм; $h_2=200$ мм; підшипник – 1612; маса – 160 кг; умовне позначення – Н-1612-5040.

За формулою (3.21) та за таблицею 3.14 відповідно до $B=500$ мм та $\rho=1,6$ т/м³ визначаємо тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводного барабану:

$$\begin{aligned}
 F_o &= \left[\left(1,08e^{\mu\gamma} - 0,92 \right) / \left(e^{\mu\gamma} - 1,05 \right) \right] \cdot [0,032L_T(2q_c + q_M + (26,8 + 82,1)/\cos\beta) - \\
 &\quad - L_T \operatorname{tg}\beta(0,05q_c - q_M)] = \\
 &= [(1,08 \cdot 3,52 - 0,92) / (3,52 - 1,05)] \cdot [0,032 \cdot 50(2 \cdot 72 + 1,85 \cdot 64 + (26,8 + 82,1)/0,927) - \\
 &\quad - 50 \cdot 0,404(0,05 \cdot 72 - 1,85 \cdot 64)] = 1,17[607,8 + 2319] = 2395 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

Перевіримо можливість використання вибраного приводного барабана за тиском стрічки на барабан згідно з умовою (3.25) при $F_0 = 2395$ Н, $D_{\text{пр}} = 500$ мм, $B = 400$ мм, $\alpha = 180^\circ$, $\mu = 0,4$:

$$p = \frac{360 \cdot 2395}{3,14 \cdot 500 \cdot 180 \cdot 500 \cdot 0,4} = 0,015 \text{ МПа} < [p].$$

Умова виконується.

За формулою (3.29) та за таблицею 3.15 відповідно до $B = 500$ мм та $\rho = 1,6$ т/м³ визначаємо установлювану потужність приводу конвеєру:

$$\begin{aligned} P &= \left[v(1,08e^{\mu\gamma} - 0,92) / 833,3\eta(e^{\mu\gamma} - 1,05) \right] \cdot [0,032L_T(2q_c + q_M + (26,8 + 82,1)/\cos\beta) - \\ &\quad - L_T \operatorname{tg}\beta(0,05q_c - q_M)] = \\ &= [1,3(1,08 \cdot 3,52 - 0,92) / 833,3 \cdot 0,94(3,52 - 1,05)] \cdot [0,032 \cdot 50(2 \cdot 72 + 1,85 \cdot 64 + (26,8 + 82,1)/0,927) - \\ &\quad - 50 \cdot 0,404(0,05 \cdot 72 - 1,85 \cdot 64)] = \frac{1,3 \cdot 1,17}{833,3 \cdot 0,94} [607,8 + 2319] = 5,85 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Проведемо перевірку відповідності отриманого значення потужності приводу у розділі 2 та значення, отриманого за запропонованою методикою:

$$\Delta = \frac{5,93 - 5,85}{5,93} \cdot 100\% \approx 2\%.$$

Враховуючи те, що у розділі 2 приймалися середні умови роботи конвеєру, а у запропонованій методиці прийняті - важкі, то можна зробити висновок, що запропонована методика визначення потужності приводу є гідною для застосування при проектних розрахунках похилих стрічкових конвеєрів. Для зазначених умов, тобто $B = 500$ мм, $\rho = 1,6$ т/м³ (земля), $q_M = 1,85$ Н/м, $\beta = 22^\circ$ та заданих геометричних розмірах конвеєру графічна залежність установлюваної потужності приводу конвеєру від величини проектної продуктивності зображена на рис. 4.5. Діапазон зміни продуктивності прийнятий [60-141], оскільки при іншому, ніж [73,3-141], зміниться ширина стрічки та відповідно параметрична залежність потужності приводу від продуктивності, але ми розглядаємо його на розширеному діапазоні зміни [60-141] (це обумовлено тим, що при

розрахунку в розділі 2 була прийнята швидкість стрічки $v=1$ м/с, а за алгоритмом вона приймається $v=1,3$ м/с.

Аналітична залежність установлюваної потужності приводу конвеєру від величини проектної продуктивності при вищезазначених умовах має вигляд:

$$P = 0,69 + 0,08 \cdot \Pi.$$

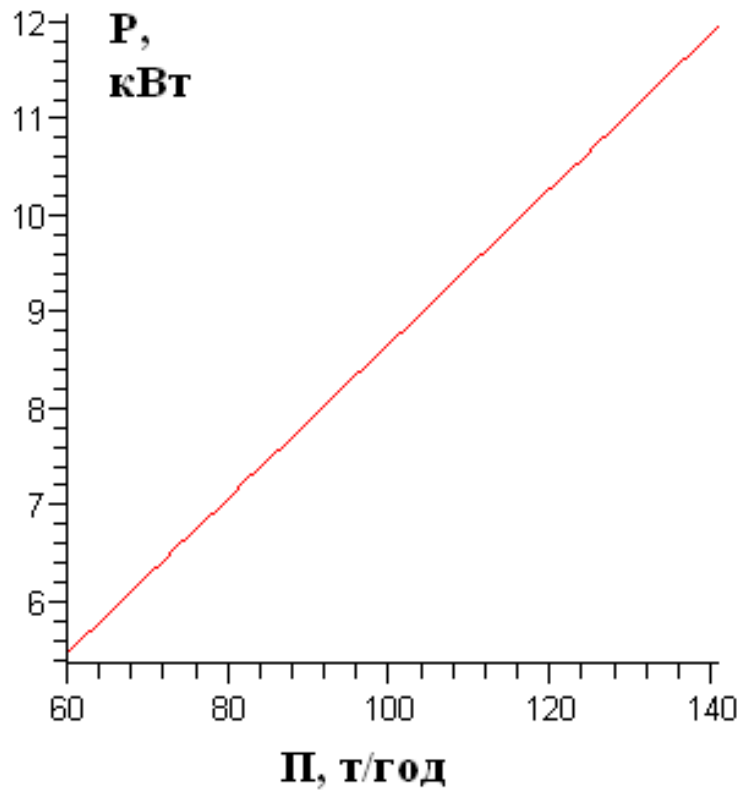


Рис. 4.5. Графічна залежність потужності приводу від проектної продуктивності конвеєру Π при $\beta = 22^\circ$ та $\rho = 1,6$ т/м³

Для зазначених умов, тобто $B=500$ мм, $\rho=1,6$ т/м³ (земля), $q_M = 1,85\Pi$ Н/м, $\Pi = 64$ т/год та заданих геометричних розмірах конвеєру графічна залежність установлюваної потужності приводу конвеєру від величини кута нахилу похилої ділянки конвеєру β зображена на рис. 4.6. Діапазон зміни кута нахилу β прийнятий $[0, \pi/6]$, оскільки при іншому зміниться ширина стрічки та відповідно параметрична залежність потужності приводу від продуктивності та кута нахилу.

Аналітична залежність установлюваної потужності приводу конвеєру від кута нахилу похилої ділянки конвеєру β при вищезазначених умовах має вигляд:

$$P = 0,84 + 0,35/\cos\beta + 11,5 \cdot \operatorname{tg}\beta.$$

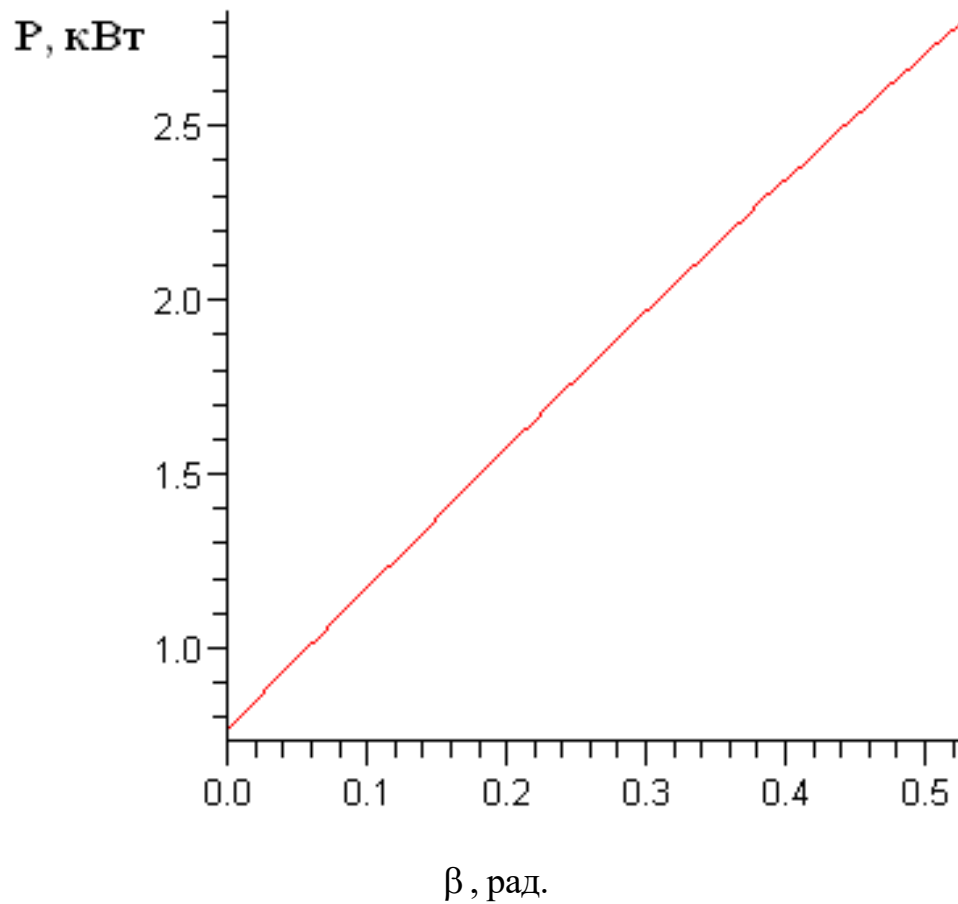


Рис. 4.6. Графічна залежність потужності приводу від кута нахилу похилої ділянки конвеєру β при $\Pi = 64$ т/год та $\rho = 1,6$ т/м³

Для розуміння характеру зміни потужності від кута β приведемо цей же графік, але на більшому діапазоні зміни кута β , тобто $[0, \pi/2]$ (оскільки при $\beta = \pi/2$ $\operatorname{tg}\beta = \infty$).

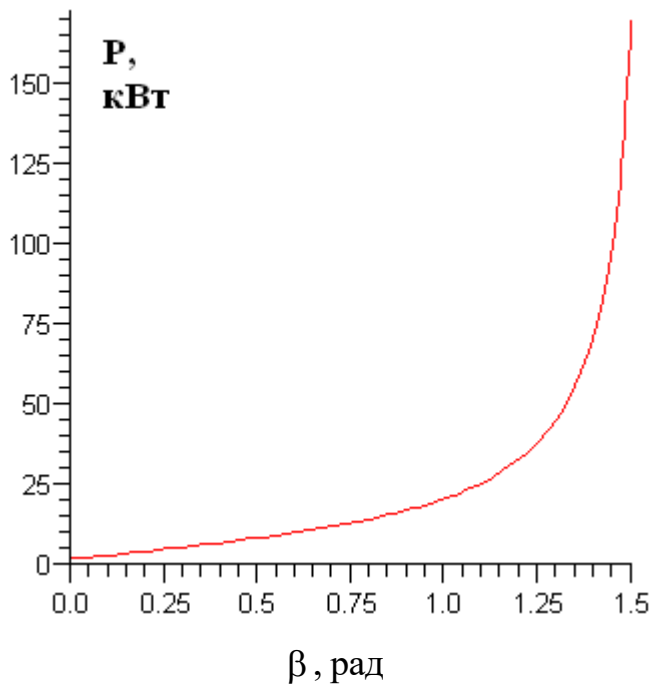


Рис. 4.7. Графічна залежність потужності приводу від кута нахилу похилої ділянки конвеєру β при $\Pi = 64$ т/год та $\rho = 1,6$ т/м³

Наведемо графічну залежність установлюваної потужності приводу конвеєру від значення проектної продуктивності конвеєру заданої конфігурації та геометричних розмірах з урахуванням зміни ширини стрічки та відповідних їй швидкості руху стрічки, питомої ваги стрічки та питомої ваги вантажу на стрічці при досягненні значення продуктивності до граничного в таблиці 3.2. Умови роботи – важкі.

Для зазначених умов, тобто $\rho = 1,6$ т/м³ (земля), $\beta = 22^\circ$ визначимо за таблицею 3.15 та 3.2 аналітичні залежності установлюваної потужності приводу конвеєру від значення проектної продуктивності конвеєру та межі їх дії:

$$P = 0,09\Pi + 0,56 \text{ при } \Pi \in (0, 73.3];$$

$$P = 0,08\Pi + 0,69 \text{ при } \Pi \in (73.3, 140.6];$$

$$P = 0,081\Pi + 0,881 \text{ при } \Pi \in (140.6, 251.3];$$

$$P = 0,093\Pi + 2,69 \text{ при } \Pi \in (251.3, 683.1];$$

$$P = 0,093\Pi + 3,37 \text{ при } \Pi \in (683.1, 1099];$$

$$P = 0,093\Pi + 3,94 \text{ при } \Pi \in (1099, 2047.7].$$

Відповідна приведеним аналітичним залежностям графічна залежність установлюваної потужності приводу конвеєру від величини проектної продуктивності на діапазоні $[0, 2047.7]$ т/год зображена на рис. 4.8.

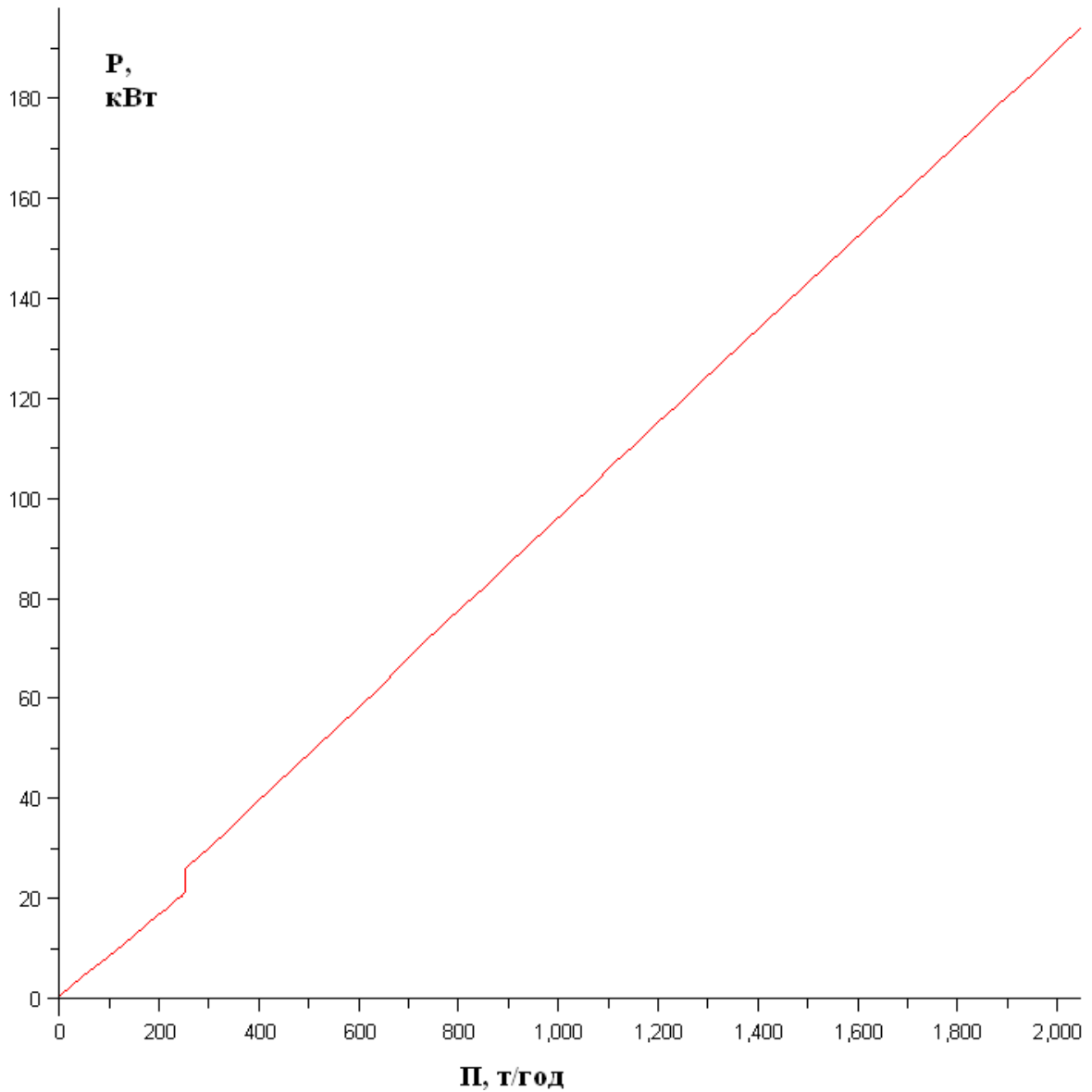


Рис. 4.8. Графічна залежність потужності приводу від проектної продуктивності конвеєру Π при $\beta = 22^\circ$ та $\rho = 1,6 \text{ т/м}^3$

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Безпека праці, як галузь практичної діяльності, спрямована на створення безпечних і нешкідливих умов праці. На сучасному етапі розвитку виробництва вона набуває все більш важливого значення.

Створення безпечних і нешкідливих умов праці на виробництві вимагає значних матеріальних витрат, впровадження знань і рішень науково-дослідних робіт в галузі охорони праці. Поки поміж тим, що ми знаємо про методи і засоби охорони праці, і тим, що реалізовано на виробництві, різниця все ще велика.

Безпека праці на підприємстві може бути на належному рівні тільки тоді, коли всебічно виконуються вимоги трудового законодавства, державних стандартів України, норм і правил, розроблених для збереження здоров'я працюючих. Важливе місце при цьому належить виконанню організаційних вимог з охорони праці, а також трудовій та виробничій дисципліні працюючих. Для цього необхідно виконання вимог НПАОП 0.00-4.15-98 "Положення про розробку інструкцій з охорони праці", ГОСТ 12.2.022-80 ССБТ "Конвеєри. Загальні вимоги безпеки", СНиП 2.05.07-91 "Промисловий транспорт".

5.1 Охорона праці під час експлуатації стрічкових конвеєрів

Вимоги безпеки до конвеєрів викладені в ГОСТ 12.2.022-80 ССБТ "Конвеєри. Загальні вимоги безпеки".

До роботи машиністами конвеєру (далі також - машиніст) допускаються працівники не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд, навчання за відповідними програмами, перевірку знань в обсязі інструкції з охорони праці за професією (суміщають професії) та інструктаж на робочому місці з безпечного виконання робіт.

Навчання машиніста з охорони праці проводиться у вигляді: вступного інструктажу, первинного інструктажу на робочому місці, повторного інструктажу, позапланового інструктажу, цільового інструктажу та спеціального

навчання в обсязі програми підготовки за професією, що включає питання охорони праці та вимоги технічних умов заводу - виробника обладнання з безпечної його експлуатації.

Вступний інструктаж проводить працівник служби охорони праці або працівник, який його заміщує, з усіма прийнятими на роботу за програмою, затвердженою роботодавцем та погодженою з профспілковим комітетом чи іншим представницьким органом працівників.

Первинний інструктаж на робочому місці проводить посадова особа (майстер, начальник ділянки тощо) індивідуально до початку виробничої діяльності працівника за програмою охорони праці за професією.

Повторний інструктаж проводиться за програмою первинного інструктажу щоквартально безпосереднім керівником робіт індивідуально або з групою працівників аналогічних професій, включаючи і суміщені роботи .

Позаплановий інструктаж проводиться безпосереднім керівником робіт при зміні інструкцій з охорони праці, технологічного процесу, технологічного обладнання, на вимогу органів нагляду тощо, що визначають обсяг і зміст інструктажу.

Цільовий інструктаж проводиться безпосереднім керівником робіт при виконанні разових робіт, не пов'язаних з прямими обов'язками працівника за професією.

Згідно з вимогами ГОСТ 12.2.022 ССБТ основні умови безпеки конвеєру зводяться до наступних:

- застосування пристроїв, що виключають або зменшують необхідність ручної праці;
- застосування пускового пристрою, заблокованого з пристроєм звукового сигналу так, що механізм елеватора приходить в дію тільки через 1-2 хвилини після включення сигналу; застосування пристрою для зупинки елеватора з будь-якого місця;

- огорожу конвеєру, розміщених над робочими місцями, проїздами та проходами, міцними сітками, здатними витримати вантаж і деталі елеватору в разі їх падіння;

- влаштування постійних перехідних містків з поручнями у місцях розташування конвеєру на невеликій висоті над підлогою приміщення.

Відповідно до ГОСТ 12.2.003-74 «Опасные и вредные производственные факторы» під час роботи на машиніста конвеєру можуть впливати такі основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори [27]:

- вібрація від робочих механізмів елеваторів;
- шум;
- рухомі елементи транспортних засобів, обладнання і переміщувані ними вантажі, матеріали, особливо при розміщенні цих засобів і устаткування у тунелях, галереях і в інших обмежених умовах;
- обертіві елементи приводних, натяжних, завантажувальних, розвантажувальних вузлів та ін;
- ураження електричним струмом;
- підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони і виробничих приміщень;
- недостатня освітленість.

Особливу небезпеку при використанні обладнання безперервної дії являє контактування з рухливими елементами (зубчастими колесами, шківами, вантажем та ін) і зони набігання стрічки (у шківів, роликів), захват за незастебнутий, не заправлений належним чином спецодяг, рукавиці тощо.

Машиніст конвеєру повинен забезпечуватися такими засобами індивідуального захисту: костюмом бавовняним, черевиками шкіряними, захисною каскою, рукавицями комбінованими, респіратором.

Взимку, при роботі в неопалюваних корпусах, додатково видаються куртка і брюки на утеплювальній прокладці, валянки і калоші на валянки.

Крім того, одним з важливих шкідливих факторів є шум.

Шум – це звуки, які негативно впливають на організм людини і заважають його роботі та відпочинку.

Важливою характеристикою шуму є його частотний склад. Якщо в складі шуму переважають звуки з частотою коливань до 400 Гц, такий шум називається низькочастотним, якщо переважають звуки з частотою 400 – 1000 Гц – середньочастотним, якщо понад 1000 Гц – високочастотним. Низькочастотний шум інтенсивністю до 100 дБ не викликає відчутної несприятливої дії на орган слуху; для середньочастотного шуму ця норма становить 85 – 90 дБ; для високочастотного – 75 – 85 дБ. Несприятливі суб'єктивні відчуття і вплив на організм людини зумовлює високочастотний шум.

Шум несприятливо впливає на людину. У робітників, які мають справу з гуркотливими машинами та механізмами, виникають стійкі порушення слуху, що нерідко призводить до професійних захворювань (глухуватості і глухоти). Найбільша втрата слуху спостерігається протягом перших десяти років роботи, і з плином часу ця небезпека зростає. Тривала дія шуму на організм людини призводить до розвитку хронічної перевтоми, зниження працездатності, виникнення таких симптомів як поганий сон, сонливість, зниження слуху, порушення терморегуляції. Усе це може спричинити аварію на виробництві. Короткочасний, навіть одноразовий вплив шуму високої інтенсивності може спричинити повну загибель спірального органу або розрив барабанної перетинки, що супроводжується почуттям закладеності та різким болем у вухах. Наслідком баротравми нерідко буває повна втрата слуху. Шум впливає на систему травлення і кровообігу, серцево-судинну систему. У разі постійного шумового фону до 70 дБ виникає порушення ендокринної та нервової систем, до 90 дБ — порушує слух, до 120 дБ — призводить до фізичного болю, який може бути нестерпним. Шум не лише погіршує самопочуття людини, а й знижує продуктивність праці на 10-15 %. У зв'язку з цим боротьба з ним має не лише санітарно-гігієнічне, а й велике техніко-економічне значення.

Початкові прояви професійної приглухуватості найчастіше зустрічаються у осіб зі стажем роботи в умовах шуму близько 5 років. При високих рівнях шуму слухова чутливість падає вже через 1 – 2 роки, при середніх – виявляється набагато пізніше, через 5 – 10 років, тобто зниження слуху відбувається повільно, хвороба розвивається поступово.

У працюючих в умовах шуму основними скаргами є: зниження слуху, головний біль тупого характеру, відчуття важкості і шуму в голові, що виникають до кінця робочої зміни або після роботи, запаморочення при зміні положення тіла, підвищена дратівливість, швидка стомлюваність, зниження працездатності, уваги, підвищена пітливість, порушення ритму сну (сонливість вдень, тривожний сон у нічний час). Можуть спостерігатися неприємні відчуття в області серця у вигляді поколювань, серцебиття. Відзначається виражена нестійкість пульсу і артеріального тиску, особливо в період перебування в умовах шуму.

Одним з важливих профілактичних засобів попередження стомлення при дії шуму є чергування періодів роботи і відпочинку. Відпочинок знижує негативний вплив шуму на працездатність лише в тому випадку, якщо його тривалість та кількість відповідають умовам, в яких відбувається найефективніше відновлення нервових центрів. Важливе значення для осіб, зайнятих на роботах із шумом, має короткочасний відпочинок під час роботи, а також організоване дозвілля поза робочим часом. Захист від високочастотного шуму забезпечують засоби індивідуального захисту (наушники, заглушки для вух та ін.).

Важливе значення у попередженні розвитку шумової патології мають попередні (під час прийняття на роботу) і періодичні (протягом трудової діяльності) медичні огляди. Згідно з наказом Міністерства охорони здоров'я України від 21.05.2007 № 246 «Про затвердження Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій» таким оглядам підлягають особи, які працюють на виробництвах, де шум перевищує гранично допустимий рівень,

тобто умови праці є шкідливими згідно з наказом Міністерства охорони здоров'я України від 08.04.2014р.№248 Про затвердження Державних санітарних норм і правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища , важкості та напруженості трудового процесу».

Кратність проведення періодичних медичних оглядів встановлюється в залежності від інтенсивності шуму. Огляди проводяться за участю отоларинголога, невропатолога і терапевта. Одним з методів дослідженням гостроти слуху є аудіометрія. Аудіометрія – це дослідження, що вимірює гостроту слуху, визначає слухову сприйнятливість до звукових коливань різної частоти.

Захист від шуму повинен забезпечуватися розробкою шумобезпечної техніки, застосуванням засобів і методів колективного захисту, в тому числі будівельно-акустичних, застосуванням засобів індивідуального захисту.

Колективні засоби захисту поділяються на засоби, що знижують шум у джерелі його виникнення, і засоби, що знижують шум на шляху його поширення від джерела до об'єкта, що захищається.

Зниження шуму в джерелі здійснюється за рахунок поліпшення конструкції машини або зміни технологічного процесу. Методи і засоби колективного захисту, в залежності від способу реалізації, поділяються на будівельно-акустичні, архітектурно-планувальні та організаційно-технічні і включають в себе:

- зміну спрямованості випромінювання шуму;
- раціональне планування підприємств і виробничих приміщень;
- акустичну обробку приміщень;
- застосування звукоізоляції.

У низці випадків величина показника спрямованості досягає 10-15 дБ, що необхідно враховувати при використанні установок з направленим

випромінюванням, орієнтуючи ці установки так, щоб максимум випромінюваного шуму був спрямований у протилежний бік від робочого місця.

Рациональне планування підприємств і виробничих приміщень дозволяє знизити рівень шуму на робочих місцях за рахунок збільшення відстані до джерел шуму.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) застосовуються в тому разі, якщо іншими способами забезпечити допустимий рівень шуму на робочому місці не вдається. Принцип дії ЗІЗ — захистити найбільш чутливий канал впливу шуму на організм людини — вухо. Застосування ЗІЗ дозволяє попередити розлад не тільки органів слуху, а й нервової системи від дії надмірного подразника.

Найбільш ефективні ЗІЗ, як правило, в області високих частот.

ЗІЗ включають в себе протишумні вкладиші (беруші), навушники, шоломи і каски, спеціальні костюми.

При необхідності, за умовами виконання окремих видів робіт, машиніст повинен забезпечуватися каскою захисною, наголовним захисним щитком, навушниками протишумними та іншими засобами індивідуального захисту.

Вібрація – механічні коливання, що виникають у пружних тілах та передаються на тіло людини. Людина може відчувати вібрацію в діапазоні частот від частки Герца до 8000 Гц.

Згідно ДСН 3.3.6. 039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації» за способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та локальну вібрацію. Загальна вібрація передається на тіло людини, яка сидить або стоїть, переважно через опорні поверхні. Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами і обладнанням, деталями, які обробляються та ін. (далі обладнання, яке вібрує).

Особливо небезпечними для людини є коливання з частотою 4-8 Гц, що збігаються з власною частотою коливань ряду внутрішніх органів, які пружно

закріплені на скелеті (серце, печінка, нирки та ін.), і близько 30 Гц (частота власних коливань тіла людини).

Загальні методи боротьби з вібрацією базуються на аналізі та порівнянні, котрі описують коливання машин у виробничих умовах і класифікуються наступним чином:

- зниження вібрацій в джерелі виникнення шляхом зниження або усунення збуджувальних сил;
- відлагодження від резонансних режимів раціональним вибором приведеної маси або жорсткості системи, котра коливається;
- вібродемпферування - зниження вібрацій за рахунок тертя демпферного пристрою, тобто переведення коливної енергії в тепло;
- динамічне гасіння - введення в коливну систему додаткових мас або збільшення жорсткості системи
- віброізоляція - введення в коливну систему додаткового пружного зв'язку, з метою послаблення передавання вібрацій, суміжному елементу конструкції або робочому місцю;
- використання індивідуальних засобів захисту.

Перед початком роботи машиніст конвеєру повинен надіти спецодяг та спецвзуття.

Перед пуском конвеєру необхідно перевірити:

- стан транспортерної стрічки та її стиків;
- справність звукової та світлової сигналізації;
- справність сигналізують датчиків, блокувань;
- наявність і працездатність протипожежного захисту конвеєра (для пожежонебезпечних умов роботи);
- надійність роботи пристроїв аварійної зупинки конвеєра;
- правильність натягу конвеєрної стрічки;
- наявність і справність роликів;

- наявність захисного заземлення електрообладнання, броні кабелів, рами конвеєра;
- наявність і надійність огорожень приводних, натяжних і кінцевих барабанів.

Машиніст конвеєру повинен вжити заходів щодо усунення виявлених недоліків, а при неможливості зробити це повідомити змінному майстру і не включати конвеєри до усунення всіх несправностей.

Машиніст конвеєру зобов'язаний:

- бути уважним і виконувати вимоги встановлених звукових і світлових сигналів;
- пересуватися за встановленими проходах і перехідних містках;
- стежити за справністю огорожень приводних, натяжних станцій і роликпопор конвеєра;
- стежити за справним станом перевантажувальних точок, натяжних барабанів, редукторів живильників, автоматичних пристроїв, встановлених на конвеєрі, за правильної розвантаженням матеріалів у приймальні агрегати;
- містити зону обслуговування конвеєра і робоче місце в чистоті, не захащуючи їх сторонніми предметами.

При централізованому дистанційно-автоматичному управлінні технологічним обладнанням і транспортуванням переробляється і готової продукції запуск конвеєрів проводиться з пульта управління диспетчером заводу.

Перед запуском обладнання диспетчером подаються попереджувальний світловий і звуковий сигнали.

Перед початком завантаження обладнання необхідно перевірити роботу конвеєра на холостому ходу. При цьому встановлюється правильність руху стрічки конвеєра, відсутність бічних зсувів стрічки, її стан.

Роботи з очищення та мастил конвеєрів, по натягуванню і напряду стрічки по роликах, з прибирання просипу вручну з-під головних , хвостових і відхиляють барабанів дозволяється проводити тільки при вимкненому

електродвигуні і знятих запобіжниках, а на пускових пристроях повинні бути вивішені попереджувальні плакати "Не включати! Працюють люди!". Відключення від мережі необхідно проводити в діелектричних рукавичках, стоячи на ізолюючому килимку .

Під час роботи конвеєра машиністу забороняється:

- переставляти або замінювати підтримують і напрямні ролики;
- стояти на рамі конвеєра або перебувати на рухомій стрічці;
- направляти рух стрічки, а також поправляти бортове ущільнення вручну;
- йти без дозволу змінного майстра зі свого робочого місця.

Для запобігання аварійних ситуацій необхідно не допускати сходу стрічки з барабанів, завалу конвеєра, забивання розвантажувальних воронки і жолобів, обриву і пробуксовки стрічки.

Під час роботи конвеєра не допускається :

- усунення перекосу конвеєрної стрічки з використанням металевих прута, труби, палиці і т.п., регулювання положення барабанів і роликів опор;
- зберігання горючих рідин, мастильних і обтиральних матеріалів поблизу пускових пристроїв конвеєра;
- застосування для редукторів приводів конвеєрів мастильних матеріалів, не ухваленого заводом-виробником;
- робота при несправних реле швидкості, реле захисту від пробуксовки конвеєрної стрічки, реле сходу конвеєрної стрічки, сигнальних пристроях і пристроях екстреної зупинки конвеєра, при утворилися завалах транспортується на конвеєрній стрічці;
- усунення пробуксовки конвеєрної стрічки з використанням підсипки між стрічкою і барабаном каніфолі, бітуму, піску, що транспортується та іншого матеріалу. Усунення пробуксовки конвеєрної стрічки необхідно проводити при зупиненому конвеєрі натягом стрічки способом, передбаченим у конструкції конвеєра;
- змащення підшипників та інших деталей, що труться;

- допуск сторонніх осіб до управління конвеєром.

У процесі експлуатації ковшового конвеєра необхідно систематично контролювати:

- правильність завантаження конвеєрної стрічки транспортуються матеріалом;

- плавність руху і стан конвеєрної стрічки;

- становище і роботу щіток і скребків.

Конвеєр або конвеєрна лінія повинні бути негайно зупинені:

- при пробуксовці конвеєрної стрічки на приводних барабанах;

- при появі запаху гару, диму, полум'я;

- при ослабленні натягу конвеєрної стрічки понад допустимого;

- при збіганні конвеєрної стрічки на роlikоопорах або барабанах до торкання нею нерухомих частин конвеєра та інших предметів;

- при несправності захистів, блокувань, засобів екстреної зупинки конвеєра;

- при відсутності або несправності огорожувальних пристроїв;

- при несправних болтових з'єднаннях, при виявленні затягнутих болтах болтів;

- при ненормальному стукоті і підвищеному рівні шуму в редукторі приводу;

- при забиванні транспортуються матеріалом перевантажувального вузла;

- за відсутності двох і більше роликів на суміжних опорах;

- при пошкодженнях конвеєрної стрічки та її стикового з'єднання, що створюють небезпеку аварії;

- при порушенні футеровки приводного і притискного барабанів;

- при заклинювання барабанів.

Зупинку конвеєра слід проводити (при нормальній роботі) після сходження з нього вантажу.

Після закінчення роботи стрічкового конвеєра необхідно:

- відключити конвеєр від електромережі;
- очистити конвеєрну стрічку, барабани, завантажувальні і приймальні пристрої від налиплого матеріалу;
- зробити запис у журналі огляду та ремонту конвеєра про виявлені неполадки і заходи щодо їх усунення.

У разі раптового припинення подачі електроенергії пускові пристрої електродвигунів і важелі керування стрічкових конвеєрів переводяться негайно в положення "Стоп".

При роботі з пересувними елеватору особлива увага повинна звертатися на огорожу місць можливого защемлення в зоні набігання стрічки на барабан, ролик, шків.

При переміщенні пересувних елеваторів працівники, що виробляють ці переміщення, повинні знаходитися позаду чи попереду конвеєра.

Робота пересувного ковшового конвеєра не допускається при несправній ходовій частини, відсутності обмежувального болта на підйомній рамі.

При роботі пересувного ковшового конвеєра з підйомною рамою, що має підйомний пристрій для зміни кута нахилу, знаходження людей під піднятою рамою не допускається.

Електричний кабель, що живить привід пересувного ковшового конвеєра, повинен розміщуватися таким чином, щоб виключалися випадки наїзду на нього транспортних засобів; роз'єми секцій кабелю повинні розташовуватися під землею.

Для запобігання випаданню важких вантажів або здування легких сипучих вантажів з стрічки пересувного ковшового конвеєра рекомендується встановлювати бічні обмежувальні щитки висотою не менше 200 мм, які одночасно виконують роль укриття небезпечних зон можливого защемлення.

5.2 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

При роботі конвеєра можуть виникнути такі основні аварійні ситуації:

- сход стрічки з барабанів;
- обрив або поздовжній поріз стрічки;
- завал елеватора;
- забивання розвантажувальних воронок і жолобів;
- загоряння електрообладнання, замикання електропроводки.

При виникненні аварійної ситуації машиніст ковшового конвеєра повинен зупинити конвеєр, повісити табличку "Не вмикати!" і про те, що трапилося повідомити змінному майстру.

При завалі і пробуксовці стрічки конвеєра необхідно в місці завалу очистити стрічку, барабани, ролики від матеріалу.

Участь у роботах з відновлення стрічки, ліквідації завалів елеватора здійснюється за вказівкою змінного майстра, при цьому повинні бути вжиті заходи, що виключають помилкове або мимовільне включення приводу елеватора.

При виникненні замикання електропроводки, її загоряння, загоряння електрообладнання машиніст конвеєра повинен негайно відключити джерело електроживлення, повідомити диспетчеру і приступити до ліквідації загоряння, використовуючи порошкові вогнегасники [26, 27].

При виникненні пожежі робітник повинен негайно вжити наступних заходів: припинити всі роботи, не пов'язані з ліквідацією аварії; зупинити привід конвеєру та механізми, на яких виникла пожежа; обезструмити ділянку, на якій виникла пожежа; вивести з приміщення робітників, не зайнятих аварійними роботами; викликати пожежну команду за телефоном; виконувати роботи щодо ліквідації пожежі із застосуванням захисних засобів та засобів пожежогасіння (вогнегасників, гідрантів, піску).

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Магістерська робота присвячена аналізу впливу проектних параметрів (тип вантажу, геометричні розміри траси, проектна продуктивність) похилого стрічкового конвеєру.

Для досягнення поставленої мети в роботі виконано:

- аналіз конструкції та сучасної методики розрахунку необхідної потужності приводу похилого стрічкового конвеєра;
- аналіз факторів та величин, які впливають на значення потужності приводу стрічкового конвеєру;
- побудова аналітичних залежностей значення потужності його приводу від проектної продуктивності стрічкового конвеєру з урахуванням типу вантажу, геометричних розмірів траси транспортування;
- співставлення результатів розрахунку необхідної потужності приводу з побудованою загальною графічною залежністю на прикладі стрічкового конвеєру для транспортування землі, яке показало, що обидва отримані значення близькі;
- графічний аналіз впливу проектних параметрів конвеєру на величину потужності приводу;
- розробка заходів безпеки праці при роботі стрічкового конвеєру.

Для продовження роботи необхідно провести більш детальний аналіз факторів та параметрів, які впливають на конструкцію та будову стрічкового конвеєру та запропонувати ефективні варіанти виконання приводів.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины: учебник /М.П. Александров. – М.: изд-во МГТУ им. Н. Баумана: Высш. шк., 2000. – 522 с.
2. Бондарев, В.С. Підйомно-транспортні машини: розрахунки підйимальних і транспортувальних машин: підручник /В.С. Бондарев, О.І. Дубінець, М.П. Колісник та інш. – К.: Вища школа, 2009. – 734 с.
3. Богомаз, В.М. Дослідження впливу проектної продуктивності елеватору на потужність його приводу /В.М. Богомаз, К.Ц. Главацький, О.А. Мазур // Наука та прогрес трансп. Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. - № 2 (56). – С. 189-206.
4. Богомаз, В.М. Аналіз впливу проектних характеристик елеватору на параметри його приводу /В.М. Богомаз // Наука та прогрес трансп. Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. - № 3 (57). – С. 189-206.
5. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности : атлас конструкций / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1976. – 152 с.
6. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины [Текст] : учеб. для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
7. Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие для машиностроит. спец. техникумов. – М.: Высш. школа, 1984. – 336с.
8. Зенков, Р.Л. Машины непрерывного транспорта / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобок – М.: Машиностроение. 1987. – 432 с.
9. Иванченко, Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин [Текст] / Ф.К. Иванченко [и др.]. – К.: Вища шк., 1978. – 576 с.
10. Катрюк, И.С. Машины непрерывного транспорта. Конструкции, проектирование и эксплуатация: учеб. пособие /И.С. Катрюк, Е.В. Мусяченко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 266 с.

- 11.Косилова, А.Г. Справочник технолога-машиностроителя. в 2-х томах / А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков – М.: Машиностроение, 1986. – 426с.
- 12.Кузьмин, А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – Минск: Вышэйшая шк., 1983. – 350 с.
- 13.Ромакин, Н.Е. Машины непрерывного транспорта: учебн. пособие - М.: издательский дом «Академия», 2008. – 432с.
- 14.Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины [Текст] : учеб. пособие для машиностроит. вузов / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
- 15.Степыгин, В.И. Проектирование подъемно-транспортных установок [Текст]: учеб. для вузов / В. И. Степыгин, Е. Д. Чертов, С. А. Елфимов – М.: Машиностроение, 2005. – 288 с.
- 16.Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин /С.А. Чернавский, К.Н. Чернов, И.М. Чернин и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
- 17.Гладков, Ю.А. Побудова та аналіз параметричної залежності потужності похилих стрічкових конвеєрів від їх проектних характеристик: Тези доповідей 80-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених, магістрантів та студентів Наука і сталий розвиток транспорту. Секція «Механіка» : [Текст] / друкується в авторській редакції Дніпровськ. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро : Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2020. – с. 46.
- 18.Романов Н.Е. Машины непрерывного транспорта: учебн. Пособие /Н.Е. Романов – М.: Изд. центр “Академия”, 2008. – 432с.
19. Шахмейстер, Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.

20. Марон, Ф. Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / Ф. Л. Марон, А. В. Кузьмин. – Минск: Высш. шк., 1984. – 272 с.

21. Катрюк, И.С. Машины непрерывного транспорта. Конструкции, проектирование и эксплуатация: учеб. пособие / И.С. Катрюк, Е.В. Мусяченко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 266 с.

22. Ивашков, И. И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин: учеб. для машиностроительных вузов / И. И. Ивашков. – М.: Машиностроение, 1981. – 335 с.

23. Евграфов, В. А. Основы теории и расчета сопротивлений движению в машинах непрерывного транспорта с тяговым элементом: учеб. пособие / В. А. Евграфов, А. К. Миненко. – Л.: ЛИВТ, 1989. – 59 с.

24. Меновщиков, В. А. Подъемно-транспортные машины в примерах и задачах: учеб. пособие / В. А. Меновщиков, В. М. Ярлыков. – Красноярск: Изд-во Краснояр. гос. аграр. ун-та, 2004. – 203 с.

25. Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок: ДНАОП 0.00-1.32-01: Затв. 21.06.2001 № 272 / Держ. Департамент України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду.

26. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів: ДНАОП 0.00-1.21-98: Затв. 09.01.98 № 4 / Держнаглядохоронпраці.

27. Правила будови і безпечної експлуатації підйомників: НПАОП 00.0-1.36-04: Затв. 08.12.2003 №232 / Держнаглядохоронпраці.