

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки 23.03.02
«Наземные транспортно-технологические комплексы»
дневной формы обучения*



Могилев 2023

УДК 621.867
ББК 39.9
М74

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«19» июня 2023 г., протокол № 10

Составители: канд. техн. наук, доц. В. И. Матвеев;
канд. техн. наук, доц. А. П. Смоляр

Рецензент канд. техн. наук, доц. В. В. Кутузов

Методические рекомендации к практическим занятиям по дисциплине «Машины непрерывного транспорта» предназначены для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» дневной формы обучения.

Учебное издание

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2023

Содержание

Введение.....	4
1 Расчет ленточного конвейера.....	5
1.1 Исходные данные	5
1.2 Определение ширины ленты.....	5
1.3 Приближенное определение натяжения ленты и мощности привода.....	6
1.4 Выбор диаметров и длины барабанов.....	8
1.5 Подробный тяговый расчет ленточного конвейера.....	9
2 Расчет пластинчатого конвейера.....	13
2.1 Исходные данные	13
2.2 Выбор типа настила и определение основных параметров.....	13
2.3 Предварительный расчет пластинчатого конвейера	15
2.4 Тяговый расчет пластинчатого конвейера.....	16
2.5 Расчет основных параметров привода пластинчатого конвейера.....	17
3 Расчет ковшового элеватора	20
3.1 Исходные данные	20
3.2 Выбор типа ковшей и определение основных параметров элеватора	20
3.3 Тяговый расчет элеватора	23
4 Расчет подвесного грузонесущего конвейера.....	25
4.1 Исходные данные	25
4.2 Предварительный расчет по определению основных параметров подвесного конвейера	25
4.3 Тяговый расчет подвесного конвейера	28
Список литературы	31

Введение

Машины непрерывного транспорта (транспортирующие машины) предназначены для перемещения насыпных грузов непрерывным потоком, а штучных грузов – с определенным интервалом по определенной трассе. По направлению и трассе перемещения грузов транспортирующие машины разделяют на три группы:

1) вертикально замкнутые, располагаемые в одной вертикальной плоскости, и перемещающие грузы по трассе, состоящей из отдельного прямолинейного отрезка (горизонтального, наклонного или вертикального) или из сочетания нескольких отдельных прямолинейных отрезков (горизонтальных и наклонных, горизонтальных и вертикальных);

2) горизонтально замкнутые, располагаемые в одной горизонтальной плоскости на одном уровне по замкнутой трассе разнообразного очертания;

3) пространственные, расположенные в пространстве и перемещающие грузы по сложной пространственной трассе с горизонтальными, наклонными и вертикальными участками. Транспортирующие машины этой группы являются наиболее эффективными, так как обеспечивают доставку различных грузов от начального до конечного пунктов без промежуточных перегрузок.

Характерной особенностью машин непрерывного транспорта является то, что их загрузка и разгрузка происходит без остановки при непрерывном движении рабочего органа. Они занимают ведущее место среди подъемно-транспортных средств и находят широкое применение во всех отраслях промышленности, на транспорте и в сельском хозяйстве.

В методических рекомендациях изложена последовательность и порядок расчетов по определению основных параметров наиболее распространенных транспортирующих машин (ленточного, пластинчатого, подвесного грузонесущего конвейеров, элеватора) и их составных частей (тяговых и грузонесущих элементов, ходовых и натяжных устройств, приводов).

Прежде чем приступить к выполнению расчетов, используя рекомендованную литературу, необходимо изучить общее устройство, принцип работы заданной транспортирующей машины и область применения, особенности конструкции ее составных частей и общую теорию и методику расчетов.

1 Расчет ленточного конвейера

1.1 Исходные данные

Исходными данными для расчета ленточных конвейеров являются:

- производительность Q , т/ч;
- транспортируемый насыпной груз (земля формовочная, щебень, гравий, торф, зерно и др.). При этом насыпной груз может быть рядовой (несортированный) и сортированный. Характеристика груза – группа абразивности А, В, С, D; плотность ρ , т/м³, угол естественного откоса φ , град; коэффициент трения по какой-либо поверхности f – принимаются в соответствии с [1–6];
- размер типичного куска a , мм;
- способ загрузки конвейера (из бункера питателем, из бункера или конвейера через загрузочную воронку);
- способ разгрузки конвейера (через концевой барабан, промежуточная разгрузка барабанными или плужковым разгрузателями);
- схема конвейера, длина L_i , м, горизонтальных и наклонных участков; высота H , м, подъема или опускания;
- условия эксплуатации (на открытом воздухе, в отапливаемом или неотапливаемом помещении, минимальная и максимальная температура окружающей среды).

1.2 Определение ширины ленты

Требуемая ширина ленты B , м, для обеспечения заданной производительности определяется по формуле

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{K_n \cdot V \cdot \rho \cdot K_\beta}} + 0,05 \right),$$

где Q – заданная производительность конвейера, т/ч;

K_n – коэффициент площади поперечного сечения груза на ленте;

V – скорость движения ленты, м/с [1–4];

ρ – плотность груза, т/м³, принимается в соответствии с характеристикой заданного груза;

K_β – коэффициент уменьшения площади поперечного сечения груза на ленте на наклонных участках конвейера в зависимости от угла наклона конвейера и подвижности частиц транспортируемого груза [1–3].

$$K_n = \frac{3600F}{b^2},$$

где F – площади поперечного сечения груза на ленте, м²;

b – грузонесущая ширина ленты, т. е. ширина, на которой расположен груз, $b = 0,9 B - 0,05$.

Значения коэффициента площади поперечного сечения груза на ленте в зависимости от типа роlikоопор, подвижности частиц груза приведены в [1–3].

При транспортировании кусковых грузов полученную ширину ленты необходимо проверить по кусковатости груза по условию

$$B_k = x \cdot a + 200,$$

где B_k – ширина ленты с учетом кусковатости груза, мм;

x – коэффициент крупности груза, мм (для сортированного груза $x = 3,5$; для рядового $x = 2,5$).

В случае, если $B < B_k$ надо принять ширину B_k и соответственно уменьшить скорость движения ленты для обеспечения заданной производительности. Окончательную ширину ленты и скорость движения выбирают из нормального ряда [1, 2].

1.3 Приближенное определение натяжения ленты и мощности привода

Для определения натяжения ленты необходимо представить рисунок схемы конвейера с указанием длины горизонтальных и наклонных участков, высоты подъема или опускания [1, 3, 4, 6].

Общее сопротивление движению ленты по всей трассе загруженного конвейера, равное тяговому усилию привода, определяют по обобщенной формуле

$$W \approx K_0 \cdot L_2 [(q_z + q_{pв} + q_n) w_в + (q_n + q_{pн}) w_n] \pm q_z H,$$

где K_0 – обобщенный коэффициент местных сопротивлений на оборотных барабанах, в местах загрузки и разгрузки и других местах. Принимается в зависимости от длины конвейера [1, 2];

L_2 – расстояние по горизонтали между осями осевых барабанов конвейера, м;

$q_z, q_l, q_{p.в.}, q_{p.н.}$ – линейные силы тяжести груза, ленты и вращающихся частей роlikоопор на верхней и нижней ветвях ленты соответственно, Н/м;

$w_в, w_n$ – коэффициент сопротивления движению верхней и нижней ветви ленты соответственно [2–4, 6];

H – высота подъема или опускания груза, равная расстоянию по высоте между осями концевых барабанов, м.

Линейная сила тяжести q_z , Н/м, насыпного груза

$$q_z = \frac{g \cdot Q}{3,6V},$$

где Q – производительность конвейера, т/ч;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²;

V – скорость движения ленты, м/с.

Линейные силы тяжести ленты, роликкоопор для верхней и нижней ветвей первоначально принимают приближенно [1–3], а затем уточняют после окончательного выбора их типоразмера.

При больших расхождениях (более 10 %) линейных сил тяжести ленты и роликкоопор, принятых и выбранных, расчет корректируют.

Линейные силы тяжести:

– для резинотканевых лент

$$q_l = 0,011(\delta_0 \cdot i + \delta_1 + \delta_2)V;$$

– для резинотросовых лент

$$q_l = q \cdot m_l \cdot V;$$

– для роликкоопор верхней и нижней ветви соответственно

$$q_{p.v.} = \frac{q m_{p.v.}}{\ell_{p.v.}};$$

$$q_{p.n.} = \frac{q m_{p.n.}}{\ell_{p.n.}},$$

где $\delta_0, \delta_1, \delta_2$ – толщина прокладки, верхней и нижней обкладок соответственно, мм [1–3];

i – принятое число прокладок;

m_l – масса 1 м² резинотросовой ленты, кг/м² [1, с. 105; 2, с. 555; 3, с. 114];

$m_{p.v.}, m_{p.n.}, \ell_{p.v.}, \ell_{p.n.}$ – массы, кг, вращающихся частей роликкоопор и расстояния, м, между ними соответственно [2–6].

Для обеспечения необходимого запаса трения на приводном барабане определяют натяжение сбегающей ветви ленты

$$S_{сб} = K_3 \cdot W / (e^{\mu\alpha} - 1)$$

и расчетное натяжение набегающей ветви ленты

$$S_{нб} = K_3 \cdot W \cdot e^{\mu\alpha} / (e^{\mu\alpha} - 1),$$

где K_3 – коэффициент запаса сцепления ленты с барабаном, $K_3 = 1,1 \dots 1,2$;

e – угол обхвата лентой приводного барабана, рад (для однобарабанных приводов $\alpha_{\max} = 240^\circ$ (4,2 рад));

μ – коэффициент трения ленты по поверхности приводного барабана [1–5].

Величину $e^{\mu\alpha}$, определяющую тяговую плотность приводного барабана, называют тяговым фактором [1–3].

По расчетному натяжению $S_{нб}$ определяют необходимое число прокладок резиноканевой ленты

$$i \geq \frac{K \cdot S_{нб}}{[S] \cdot B}$$

или производят проверку ширины B резиноканевой ленты по условию прочности тягового каркаса

$$B \geq \frac{K' \cdot S_{нб}}{[S_{pm}]}$$

или

$$B \geq \frac{S_{нб}}{[S_0]},$$

где $[S]$, $[S_{pm}]$ – прочность ткани прокладки для резиноканевых лент и расчетная прочность резиноканевой ленты на 1 мм ширины, Н/мм;

$[S_0]$ – максимально допустимое (номинальное) рабочее натяжение на 1 мм ширины ленты, Н/мм [1–4];

K , K' – коэффициент запаса прочности резиноканевой и резиноканевой ленты соответственно [1–3, 6].

Мощность приводного двигателя N , кВт, определяют по формуле

$$N = \frac{K_3 W \cdot V}{1000 \eta},$$

где K_3 – коэффициент запаса, $K_3 = 1,15$;

η – общий КПД механизма привода, $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

1.4 Выбор диаметров и длины барабанов

Диаметр барабана D определяется его назначением, действующим на барабане натяжением ленты, ее шириной и типом тягового каркаса.

Для конвейеров с резиноканевыми лентами

$$D = K_a \cdot K_6 \cdot i,$$

где K_a – коэффициент, зависящий от типа прокладок [2];

K_6 – коэффициент, зависящий от назначения барабана [2];

i – число прокладок основы тягового каркаса ленты.

Для резинотросовой ленты

$$D = D_{\bar{o}} \cdot K_{\bar{o}},$$

где $D_{\bar{o}}$ – рекомендуемый диаметр приводного барабана [2].

По вышеприведенным формулам необходимо определить диаметр приводного, концевое оборотного, натяжного и отклоняющего барабанов. Полученные диаметры барабанов необходимо округлить до ближайшего большего или меньшего размера из нормального ряда размеров барабанов по ГОСТ 44644 [2–4].

Выбранный диаметр приводного барабана D , мм, необходимо проверить по действующему давлению ленты на поверхность барабана P_l , которое не должно превышать допустимого $P_{л.д.}$ (для резинотканевых лент $P_{л.д.} = 0,2 \dots 0,3$ МПа; для резинотросовых лент $P_{л.д.} = 0,35 \dots 0,55$ МПа).

$$P_l = \frac{360(S_{н\bar{o}} + S_{с\bar{o}})}{\alpha \cdot \Pi \cdot B \cdot D},$$

где $S_{н\bar{o}}$, $S_{с\bar{o}}$ – натяжение ветвей лент, набегающей и сбегаяющей с барабана соответственно, Н;

α – угол обхвата лентой барабана, град;

B – ширина ленты, мм.

Длину барабанов для резинотканевых и резинотросовых лент принимают в соответствии с [4].

Момент на приводном валу барабана M , Н·м, определяют по формуле

$$M = \frac{0,5K_3W}{D}.$$

Частота вращения приводного барабана $n_{\bar{o}}$, мин⁻¹, определяется следующим образом:

$$n_{\bar{o}} = \frac{60 \cdot V}{\pi D}.$$

1.5 Подробный тяговый расчет ленточного конвейера

Для выполнения подробного тягового расчета методом последовательного обхода по замкнутому контуру необходимо представить расчетную схему конвейера с указанием места расположения приводного барабана, выбранного типа натяжного и отклоняющих устройств, места промежуточной разгрузки при необходимости. Контур конвейера разбивают на отдельные участки, прямолинейные и поворотные, и их нумеруют. Нумерацию и расчет начинают с точки сбегания ленты с приводного барабана [2–6].

При определении натяжения во всех точках контура пользуются общим правилом: натяжение тягового элемента в каждой последующей по ходу точке контура равно сумме натяжения в предыдущей точке и сопротивления на участке между этими точками:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i-(i+1)},$$

где S_i , S_{i+1} – натяжение тягового элемента (ленты) в двух соседних точках контура i и $i + 1$;

$W_{i-(i+1)}$ – сопротивление движению тягового элемента на участке между этими точками.

Натяжение тягового элемента в точке 1 – точке сбегания с приводного барабана – принимается равным $S_{сб}$, полученным при приближенном определении натяжения ленты (см. подраздел 1.3):

$$S_1 = S_{сб}.$$

Натяжение тягового элемента в характерных точках контура конвейера определяют по следующим формулам:

- в конце прямолинейного участка для нижней ветви

$$S_{j+1} = S_j + (q_l + q_{p.n.})\omega_n L_{j-(j+1)}^2 \pm q_l H_{j-(j+1)};$$

- в конце прямолинейного участка для верхней (рабочей) ветви

$$S_{n+1} = S_n + (q_l + q_{p.в.} + q_z)\omega_v \cdot L_{n-(n+1)}^2 \pm (q_l + q_z) \cdot H_{n-(n+1)};$$

- в точке сбегания с отклоняющего или обратного барабана, роликовой батареи, т. е. в конце поворотного или отклоняющего устройства

$$S_{\kappa+1} = S_{\kappa} \cdot k_n,$$

где $L_{j-(j+1)}^2$, $L_{n-(n+1)}^2$ – длина горизонтальной проекции прямолинейного участка;

$H_{j-(j+1)}$, $H_{n-(n+1)}$ – длина вертикальной проекции прямолинейного участка, т.е. высота подъема (+) или опускания (–) тягового элемента;

k_n – обобщенный коэффициент сопротивления на поворотных и отклоняющих устройствах [1–4].

При выполнении тягового расчета необходимо определить сосредоточенные сопротивления движению ленты в месте ее загрузки и разгрузки плужковым разгрузителем, в месте установки очистительного устройства и ее натяжения в этих местах [1–4].

После расчета сопротивлений движению ленты и ее натяжения в характерных точках замкнутого контура строят диаграмму натяжения [5].

По диаграмме натяжения определить максимальное натяжение ленты S_{\max} и проверить ее на прочность:

$$S_{\max} \leq S_{нб},$$

где $S_{нб}$ – расчетное натяжение набегающей ветви, определенное в подразделе 1.3.

В случае невыполнения этого условия, принять более прочную ленту и расчет откорректировать.

Общее сопротивление движению ленты

$$W = S_{нб} - S_{сб},$$

где $S_{нб}$, $S_{сб}$ – натяжение ленты по диаграмме натяжения в точке набегания и сбегания с приводного барабана.

Проверка тяговой способности приводного барабана

$$S_{нб} \leq S_{сб} \ell^{\mu\alpha}.$$

При невыполнении этого условия необходимо повысить тяговую способность приводного барабана: увеличить угол обхвата барабана лентой; применить футеровку барабана с увеличенным коэффициентом трения о конвейерную ленту; применить дополнительный прижимной ролик с определением необходимого усилия прижатия P :

$$P = \frac{S_{нб} - S_{сб} \ell^{\mu\alpha}}{\mu \ell^{\mu\alpha}}.$$

Для обеспечения тяговой способности приводного барабана подробный тяговый расчет можно выполнить при неизвестном натяжении ленты, в точке сбегания с приводного барабана [3, 4]:

$$S_{сб} = S_1.$$

Тогда натяжение ленты в точке набегания на приводной барабан определится как

$$S_{нб} = K \cdot S_1 + C,$$

где K – обобщенный коэффициент местных сопротивлений, зависящих от натяжения ленты;

C – суммарное сопротивление на прямолинейных участках, пунктах загрузки, разгрузки и очистки, не зависящее от натяжения ленты.

По условию обеспечения необходимой тяговой способности приводного барабана согласно формуле Эйлера

$$S_{нб} = S_1 \cdot \ell^{\mu\alpha} = S_{сб} \ell^{\mu\alpha} = KS_{сб} + C.$$

Откуда

$$S_1^H = S_{сб} = \frac{C}{\ell^{\mu\alpha} - K}.$$

Определив таким образом $S_{сб}$, определяют конкретные значения натяжения ленты в характерных точках замкнутого контура и $S_{нб}$ по формуле

$$S_{нб} = KS_{сб} + C.$$

По уточненному значению максимального натяжения ленты проверяется ее прочность, правильность выбора диаметра приводного барабана и при необходимости уточняется частота его вращения.

В соответствии с [2] проверить минимальное натяжение ленты по контуру конвейера для рабочей и холостой ветвей по условию допускаемого ее провисания между роlikоопорами. При невыполнении этого условия необходимо уменьшить расстояние между роlikоопорами на участках минимального натяжения.

По [2] определить минимальные радиусы выпуклого или вогнутого участка ленты на отклоняющей роlikовой батарее для рабочей ветви.

В зависимости от места расположения натяжного устройства и натяжения ленты определить необходимое усилие на натяжном барабане и ход натяжного устройства [2].

По уточненным значениям $S_{нб}$ и $S_{сб}$ определяется окружное усилие на приводном барабане, уточняется мощность электродвигателя и производится его выбор. Подбирается редуктор по необходимому передаточному числу и моменту на приводном валу барабана, соединительных муфт.

В соответствии с [2–4] определить:

– натяжение ленты, движущейся с ускорением $0,1 \dots 0,2 \text{ м/с}^2$, при пуске конвейера и проверить ее прочность по номинальному коэффициенту запаса, равному 5;

– время пуска конвейера при равноускоренном движении ленты и время пуска по пусковым характеристикам электродвигателя.

Проверить возможность самопроизвольного движения ленты под действием продольной составляющей силы тяжести груза на наклонном участке конвейера при самых неблагоприятных условиях и при необходимости предусмотреть тормоз, храповый или роlikовый останов с расчетом нужного тормозного момента на приводном валу и времени торможения до полной остановки конвейера.

Представить кинематическую схему привода конвейера, расчетную схему приводного вала и произвести расчет по определению его диаметра с учетом одновременного действия изгибающего и крутящего моментов. Подобрать подшипники под опоры приводного вала по статической грузоподъемности.

Конструктивные исполнения ленточных конвейеров и его составных частей в [8].

Контрольные вопросы

- 1 От чего зависит диаметр барабана?
- 2 Как определяется ширина ленты конвейера?
- 3 От чего зависит прочность конвейерных лент?
- 4 Как повысить тяговую способность привода ленточного конвейера?
- 5 Какие устройства применяют для разгрузки ленточных конвейеров?
- 6 Как определяется частота вращения приводного барабана?
- 7 От чего зависят диаметр ролика и расстояние между роликowymi опорами на трассе конвейера?
- 8 С какой целью проводят проверку минимального натяжения ленты?
- 9 От чего зависит мощность двигателя ленточного конвейера?
- 10 Расскажите последовательность проведения расчета ленточного конвейера.

2 Расчет пластинчатого конвейера

2.1 Исходные данные

Исходными данными для расчета пластинчатых конвейеров являются:

- производительность: массовая Q , т/ч (при транспортировании насыпных грузов); штучная Z , шт./ч (при транспортировании штучных грузов);
- транспортируемый груз: при транспортировании насыпных грузов (см. подраздел 1.1); при транспортировании штучных грузов – максимальные габаритные размеры штучных грузов ($L \times B \times H$, мм) и их масса m , кг;
- способ загрузки конвейера: при транспортировании насыпных грузов – см. подраздел 1.1; при транспортировании штучных грузов – наталкиванием или с помощью передаточных устройств;
- способ разгрузки конвейера (через концевые звездочки, промежуточная разгрузка сталкивателем);
- условия эксплуатации и схема трассы (см. подраздел 1.1).

2.2 Выбор типа настила и определение основных параметров

Настил является грузонесущим элементом пластинчатого конвейера и может быть с бортами и без них, плоским, волнистым, коробчатым [2, 4, 7].

При транспортировании штучных грузов, в основном, применяют плоский настил без бортов, а для насыпных грузов – настил с бортами.

Ширина настила при транспортировании штучных грузов должна удовлетворять условию

$$B \geq b_1 + B_1,$$

где b_1 – наибольший поперечный размер груза, мм;

B_1 – запас ширины настила: для безбортового настила $B_1 = 50 \dots 100$ мм; для настила с бортами $B_1 = 100 \dots 150$ мм.

Необходимая ширина настила при транспортировании насыпных грузов:

– при настиле без бортов

$$B = \sqrt{\frac{Q}{648 \cdot V \cdot \rho \cdot k_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi)}};$$

– при настиле с бортами

$$B = \sqrt{\frac{Q}{900 \cdot V \cdot \rho \cdot k_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi)} + \left(\frac{2h\psi}{k_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi)} \right)^2} - \frac{2h\psi}{k_{\beta} \cdot \operatorname{tg}(0,4\varphi)},$$

где Q – заданная производительность, т/ч;

V – скорость движения настила, $V = 0,05 \dots 0,63$ м/с;

ρ – насыпная плотность груза, т/м³;

k_{β} – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера [1–4];

φ – угол естественного откоса груза в состоянии покоя;

h – высота борта, м [1, 3, 4, 6];

ψ – коэффициент, характеризующий степень использования высоты борта, $\psi = 0,65 \dots 0,8$.

Полученную ширину настила необходимо проверить по кусковатости груза

$$B \geq x \cdot a_{\max} + 200,$$

где a_{\max} – размер типичного куска, мм;

x – коэффициент (для рядового груза $x = 1,7$, для сортированного – $x = 2,7$).

Линейная сила тяжести настила с цепями q_o , Н/м, определяется по формуле

$$q_o \approx 600B + A,$$

где B – ширина настила, м;

A – коэффициент [1–4, 6]. Для настила без бортов значение коэффициента A необходимо уменьшить на 10 %...15 %.

Линейная сила тяжести груза q_z , Н/м, определяется по следующим формулам:

– при транспортировании насыпных грузов

$$q_z = \frac{2,73Q}{V};$$

– при транспортировании штучных грузов

$$q_z = \frac{g m_z}{a},$$

где g – ускорение силы тяжести, м/с²;

m_z – масса штучного груза, кг;

a – шаг расположения штучных грузов вдоль конвейера, м.

Шаг расположения a определяется в зависимости от габаритных размеров груза в плане и зазора между грузами вдоль конвейера не менее 100...300 мм.

При транспортировании штучных грузов необходимая скорость движения настила, V , м/с, определяется по формуле

$$V = \frac{Z \cdot a}{3600}.$$

2.3 Предварительный расчет пластинчатого конвейера

Максимальное статическое натяжение цепей пластинчатого конвейера с подвижными бортами или безбортовым настилом можно ориентировочно для проектного расчета и предварительного выбора типоразмера цепи определить по приближенной обобщенной формуле

$$S_{\max} \approx 1,05 \{ S_{\min} + \omega [(q_z + q_0)L_z + q_0 L_x] \pm (q_z + q_0)H \},$$

где S_{\min} – минимальное натяжение цепей в точке наименьшего натяжения, принимают не менее 500 Н на одну цепь (обычно $S_{\min} = 1...3$ кН на две цепи);

L_z, L_x – длины горизонтальной проекции загруженной и незагруженной ветвей конвейера, м;

H – высота подъема (+) или опускания (–) для наклонных конвейеров, м;

ω – коэффициент сопротивления для пластинчатых катковых цепей [1–4, 7].

Для конвейеров с неподвижными бортами при транспортировании насыпных грузов к максимальному статическому натяжению цепи необходимо добавить дополнительное натяжение от сопротивления трения груза о неподвижные борта:

$$S_{\sigma} \approx f \cdot h_{\sigma}^2 \cdot \rho \cdot \ell_{\sigma} \cdot g,$$

где f – коэффициент трения насыпного груза о стенки борта;

h_{σ} – рабочая высота борта (по высоте груза), м;

ℓ_{σ} – длина бортов, м;

ρ – плотность груза, кг/м³.

Расчетное усилие на одну цепь с учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки между ними [1, с. 52]:

$$S_{p.ц.} = \frac{S_{\max}}{1,8}.$$

Выбор типа цепи производят по необходимой разрушающей нагрузке:

$$S_p \geq S_{p.ц.} \cdot n,$$

где n – запас прочности (для горизонтальных конвейеров $n = 6 \dots 7$; для наклонных конвейеров $n = 8 \dots 10$).

По определенной необходимой разрушающей нагрузке S_p в соответствии с ГОСТ 588 [1–4] производится выбор цепи.

2.4 Тяговый расчет пластинчатого конвейера

Тяговый расчет пластинчатого конвейера выполняют аналогично, как и ленточного конвейера, с представлением схемы конвейера и его разбивки на отдельные участки, прямолинейные и поворотные, и их нумерацией [1–3, 7].

Тяговый расчет начинают с точки наименьшего натяжения, которая в зависимости от соотношения длины горизонтальных и наклонных участков, направления транспортирования может быть расположена в точке сбегания цепи с приводной звездочки или в нижней точке на холостой или грузовой ветви [1–3, 6].

При наименьшем натяжении цепи в точке сбегания ее с приводной звездочки натяжение в остальных точках контура по ходу движения до точки набегания на приводную звездочку определяют последовательным суммированием сопротивлений на прямолинейных участках и поворотных пунктах аналогично, как и при расчете ленточного конвейера.

При наименьшем натяжении цепи в нижней точке контура конвейера определяют натяжение цепи в остальных точках контура по ходу движения до точки набегания на приводную звездочку. Затем определяют натяжение цепи от точки наименьшего натяжения в остальных точках контура против хода движения до точки сбегания цепи с приводной звездочки в обратном порядке.

По результатам тягового расчета строят диаграмму натяжения цепи, определяют ее максимальное натяжение и сравнивают с ранее полученным максимальным натяжением S_{\max} по обобщенной формуле. В случае значительных расхождений результатов (более 15 %) необходимо откорректировать выбор типоразмера цепи.

Тяговое (окружное) усилие на приводных звездочках определяют по формуле

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} + (S_{нб} + S_{сб})0,08,$$

где $S_{нб}$, $S_{сб}$ – натяжения нитей в точках набегания и сбегания с приводных звездочек.

В зависимости от шага подобранной цепи и по рекомендациям [1, 2, 4, 6, 7] производят выбор типа натяжного устройства и определяют его ход. Усилие на

натяжном устройстве определяют в соответствии с [1, 2].

Значения наименьших радиусов изгиба трассы в вертикальной плоскости устанавливают по [1–3, 6].

2.5 Расчет основных параметров привода пластинчатого конвейера

Необходимая мощность электродвигателя привода конвейера определяется по ранее определенному тяговому (окружному) усилию W_0 на приводных звездочках и принятой скорости движения V настила. По рассчитанной необходимой мощности производится подбор электродвигателя.

В соответствии с выбранными параметрами тяговой цепи, т. е. ее шагом t_u , мм, и рекомендуемым числом зубьев звездочки $z = 6 \dots 12$ по [1–3], определяется диаметр делительной окружности D_0 , мм. Из условия обеспечения принятой скорости движения конвейера V , м/с, определить частоту вращения вала приводимых звездочек

$$n_n = \frac{60V}{\pi D_0}$$

и требуемое общее передаточное число приводного механизма

$$i_0 = \frac{n_{эл}}{n_n},$$

где $n_{эл}$ – частота вращения вала выбранного электродвигателя, об/мин.

В практике привод пластинчатого конвейера обычно состоит из электродвигателя, редуктора и цепной или клиноременной передачи, так что

$$i_0 = i_p \cdot i_n,$$

где i_p – передаточное число принятого редуктора;

i_n – передаточное число цепной или клиноременной передачи.

Дополнительная динамическая нагрузка $S_{дин}$, Н, на цепи пластинчатого конвейера из-за неравномерности их движения определяется по формуле

$$S_{дин} = K_u \cdot \frac{40V^2}{z^2 \cdot t \cdot 9,81} (k_1 \cdot q_2 \cdot L + k_2 \cdot q_0 \cdot 2L),$$

где z – число зубьев приводной звездочки;

t – шаг цепи, м;

V – скорость движения цепи, м/с;

K_u – коэффициент, учитывающий интерференцию упругих волн, $K_u = 0,75 \dots 1,5$;

k_1 – коэффициент участия в колебательном процессе массы перемещаемого груза ($k_1 = 0,7 \dots 0,9$ – для крутонаклонных конвейеров при $\beta > 20^\circ$; $k_1 = 1$ – для

прочих конвейеров);

k_2 – коэффициент участия в колебательном процессе массы ходовой части конвейера ($k_2 = 0,75$ при $L = 50 \dots 120$ м; $k_2 = 0,5$ при $L > 120$ м);

q_2, q_0 – линейная сила тяжести груза и ходовой части конвейера, Н/м.

Дополнительная динамическая нагрузка в цепях при пуске конвейеров $S_{дин.п.}$, Н, равна:

$$S_{дин.п.} = \frac{D_o \cdot \varepsilon_{\partial\partial}}{2 \cdot i_o \cdot 9,81} \eta_m \cdot k_y [(q_2 + 2q_0)L + k_v \cdot G_v],$$

где $\varepsilon_{\partial\partial}$ – угловое ускорение вала электродвигателя при пуске, рад/с²;

η_m – коэффициент полезного действия привода;

k_y – коэффициент, учитывающий упругое удлинение цепей, $k_y = 0,85 \dots 0,95$;

G_v – вес вращающихся частей ходовой части конвейера – опорных катков, Н (можно определить по разнице массы цепи с катками и без катков того же типоразмера [3, 4];

k_v – коэффициент, учитывающий уменьшение средней скорости вращающихся масс по сравнению со скоростью движения конвейера, $k_v = 0,5 \dots 0,7$.

Угловое ускорение вала электродвигателя

$$\varepsilon_{\partial\partial} = \frac{M_{н.сп.} - M_{ст.н.}}{J_{пр}},$$

где $M_{н.сп.}$ – средний пусковой момент на валу электродвигателя, Н·м;

$M_{ст.н.}$ – статический момент на валу электродвигателя при пуске, Н·м;

$J_{пр}$ – момент инерции движущихся масс конвейера, приведенный к валу электродвигателя, кг·м·с².

$$M_{н.сп.} \approx 1,65 \cdot 9550 \frac{V}{n};$$

$$M_{ст.н.} = \frac{W_o \cdot D_o}{2 \cdot i_o \cdot \eta_m};$$

$$J_{пр} = \delta \cdot J_{р.м.} + \frac{m \cdot D_o^2}{4 \cdot i_o^2 \cdot \eta_m},$$

где δ – коэффициент, учитывающий моменты инерции масс деталей, вращающихся медленнее, чем вал двигателя, $\delta = 1,05 \dots 1,25$;

$J_{р.м.}$ – момент инерции ротора электродвигателя и муфты, кг·м²; $J_{р.м.} = J_p + J_m$

(если известен маховый момент GD^2 , то момент инерции $J_{р.м.} = \frac{GD^2}{4q}$);

m – масса движущихся частей конвейера, кг.

Максимальное усилие в цепи при пуске конвейера

$$S_{\max.n} = \frac{S_{\max} + S_{\text{дин}} + S_{\text{дин.n}}}{1,8}.$$

Время пуска конвейера t_n , с, равно:

$$t_n = \frac{J_{np} \cdot \omega}{M_{n.cр} - M_{cm.n}},$$

где ω – угловая скорость вала электродвигателя, рад/с.

Необходимо проверить возможность самопроизвольного движения конвейера под действием продольной составляющей силы тяжести груза на наклонном участке конвейера при самых неблагоприятных условиях и при необходимости предусмотреть тормоз, храповый или роликовый останов с расчетом нужного тормозного момента на приводном валу. Представить кинематическую схему привода конвейера, расчетную схему приводного вала и произвести расчет по определению его диаметра с учетом одновременного действия изгибающего и крутящего моментов. Подобрать подшипники под опоры вала по статической грузоподъемности.

Конструктивные изменения пластинчатых конвейеров и его составных частей в [8].

Контрольные вопросы

- 1 От чего зависит ширина настила?
- 2 От чего зависит выбор типа настила?
- 3 Как определяется необходимая ширина настила для штучных грузов?
- 4 Какие типы настила применяют в пластинчатых конвейерах?
- 5 Как определяется линейная сила тяжести настила с цепями?
- 6 Как определяется шаг расположения штучных грузов вдоль конвейера?
- 7 По каким параметрам осуществляется выбор тяговых цепей?
- 8 Для чего и в каких случаях в пластинчатых конвейерах используют стопорные устройства или тормоза?
- 9 От чего зависит мощность двигателя ленточного конвейера?
- 10 Расскажите последовательность проведения расчета пластинчатого конвейера.

3 Расчет ковшового элеватора

3.1 Исходные данные

Исходными данными для расчета вертикальных ковшовых элеваторов являются:

- тип элеватора (ленточный, цепной);
- производительность Q , т/ч;
- высота подъема H , м;
- транспортируемый груз (см. подраздел 1.1);
- способ разгрузки ковшей (центробежный, смешанный, самотечный).

3.2 Выбор типа ковшей и определение основных параметров элеватора

В соответствии с заданной производительностью и родом транспортируемого груза по [1–4] производится выбор типа ковшей и скорость их движения V , м/с.

По выбранной скорости движения ковшей и заданному способу их разгрузки необходимо определить диаметр приводного барабана или диаметр начальной окружности приводной звездочки D , м:

- для высокоскоростных элеваторов с центробежной разгрузкой ковшей

$$D \leq 0,204V^2;$$

- для быстроходных элеваторов с центробежной и самотечной (смешанной) разгрузкой ковшей

$$D = (0,205...0,286)V^2;$$

- для среднескоростных элеваторов с центробежной и самотечной (смешанной) разгрузкой ковшей с внутренней стенки

$$D = (0,306...0,612)V^2;$$

- для тихоходного элеватора с самотечной разгрузкой ковшей

$$D \geq 0,6V^2.$$

Полученный диаметр приводного барабана округляют до ближайшего диаметра из нормального ряда [1–3]. В дальнейшем число зубьев приводной звездочки [3, 4] определяют в соответствии с шагом подобранной цепи и требуемым диаметром начальной окружности. Концевой барабан или звездочки принимают такого же диаметра, что и приводные.

Необходимая частота вращения приводного барабана или звездочки n_n , мин⁻¹, равна:

$$n_n = \frac{60V}{\Pi D}.$$

Полюсное расстояние h_n , м, определяют по формуле

$$h_n = \frac{895}{n_n^2}.$$

По соотношению полученного полюсного расстояния и радиуса приводного барабана (звездочки), а также радиуса траектории наружной кромки ковшей в соответствии с [2–4] подтверждается обеспечение заданного способа разгрузки ковшей.

Линейная сила тяжести q_x , Н/м, ходовой части элеватора (ленты или цепей с ковшами) приближенно может быть определена по формуле

$$q_x \approx k \cdot Q \cdot g,$$

где Q – заданная производительность элеватора, т/ч;

k – эмпирический коэффициент [3, 4];

g – ускорение силы тяжести, $g = 9,81$ м/с².

Линейная сила тяжести от поднимаемого груза q_z , Н/м, определяется следующим образом:

$$q_z = \frac{Q \cdot g}{3,6 \cdot V}.$$

Линейная сила тяжести на рабочей ветви элеватора

$$q_p = q_x + q_z.$$

Выбор типа ковшей и его объема производится по линейному объему ковшей:

$$\frac{i_0}{t_k} = \frac{Q}{3,6 \cdot V \cdot \rho \cdot \psi},$$

где i_0 – геометрический полезный объем ковша, л;

t_k – шаг ковшей, т. е. расстояние между ковшами, м;

ψ – коэффициент заполнения ковшей.

Значения и соотношения вышеуказанных величин, выбор типа ковша, его объем, размер и собственная масса в [2–4].

При транспортировании кусковых грузов необходимо проверить вылет ковша по наибольшему размеру типичного куска a по условию

$$L \geq a \cdot x,$$

где L – вылет ковша;

x – коэффициент (для рядовых грузов $x = 2...2,5$; для сортированных – $x = 4...5$).

Максимальное натяжение ленты или цепей в точке набегания на приводной барабан или звездочки S_{\max} , Н, равно:

$$S_{\max} = q_p \cdot H + W_{\text{зач}} + S_{\min} + S_{\text{дин}},$$

где $W_{\text{зач}}$ – сопротивление на зачерпывание насыпного груза ковшами;

S_{\min} – минимальное натяжение ленты или цепей в точке набегания на концевой барабан или звездочки;

$S_{\text{дин}}$ – динамическое усилие в цепи (для ленточных элеваторов $S_{\text{дин}} = 0$).

Минимальное натяжение в ленте или цепях по условию обеспечения нормального зачерпывания груза должно удовлетворять условию

$$S_{\min} \geq 5q_2.$$

Сопротивление на зачерпывание груза

$$W_{\text{зач}} \approx k_{\text{зач}} \cdot q_2,$$

где $k_{\text{зач}}$ – коэффициент зачерпывания, выражающий удельную работу, затрачиваемую на зачерпывание груза, (для порошкообразных и мелкокусковых грузов $k_{\text{зач}} = 1,25...2,5$ Н·м/Н, для среднекусковых грузов $k_{\text{зач}} = 2...4$ Н·м/Н).

Дополнительное динамическое усилие в цепях ориентировочно можно определить по формуле

$$S_{\text{дин}} \approx \frac{60 \cdot G \cdot V^2}{z^2 \cdot t \cdot 9,81},$$

где G – вес ходовой части элеватора с грузом, Н,

$$G = (c \cdot q_x + q_2) \cdot H;$$

c – коэффициент уменьшения приведенной ходовой части элеватора, $c = 1,5$.

Максимальное натяжение цепи двухцепного элеватора с учетом неравномерности распределения нагрузки [2]

$$S_{\max 1} = \frac{S_{\max}}{1,8}.$$

Необходимое число прокладок резиноканевых лент или проверку ширины резиноканевых лент по прочности тягового каркаса выполнить аналогично, как и при расчете ленточного конвейера. При этом необходимо учесть, что ширина ленты B ковшового элеватора принимается на 25...150 мм шире ковша. Для

резинотканевых лент необходимо учесть ослабление прочности ленты отверстиями под болты или заклепки для крепления ковшей. Запас прочности лент и цепей для ковшовых элеваторов $n_3 = 8 \dots 10$.

Подобранный типоразмер резинотросовой ленты, число прокладок резинотканевой ленты необходимо проверить по диаметру приводного барабана [1–3].

В случае большого расхождения (более 10 %...15 %) линейной силы тяжести ходовой части элеватора (ленты или цепей с ковшами) с ранее принятой по приближенной формуле, расчет корректируют.

3.3 Тяговый расчет элеватора

Тяговый расчет элеватора выполняют методом обхода по замкнутому контуру, аналогично, как и ленточного (пластинчатого) конвейера, с представлением схемы элеватора и его разбивки на отдельные участки, прямолинейные и поворотные, и их нумерацией [1–4].

При работе элеватора наименьшее натяжение тягового органа будет в точке 1 – в точке набегания на оборотный барабан (звездочку)

$$S_1 = S_{\min} \geq 5q_e .$$

Натяжение в точке 2 – в точке сбегания с оборотного барабана (звездочки) – с учетом сопротивления на этом поворотном пункте и ранее определенного сопротивления на зачерпывание

$$S_2 = \xi \cdot S_1 + W_{зач} ,$$

где ξ – коэффициент сопротивления на поворотном пункте, $\xi = 1,08$.

Натяжение в точке 3 – в точке набегания на приводной барабан (звездочки)

$$S_3 = S_{нб} = S_2 + q_p H .$$

Натяжение в точке 4 – в точке сбегания с приводного барабана (звездочки)

$$S_4 = S_{сб} = S_1 + q_x H .$$

По теории фрикционного привода для ленточных элеваторов должно обеспечиваться условие

$$S_{нб} \leq S_{сб} e^{\mu\alpha} .$$

В случае невыполнения этого условия необходимо увеличить S_{\min} .

Окружное усилие на приводном барабане (звездочках) с учетом потерь ($\xi = 1,08$) равно:

$$W = (S_{нб} - S_{сб}) \xi .$$

Мощность электродвигателя приводного механизма с учетом коэффициента запаса 1,25 составляет

$$N = \frac{1,25 \cdot W \cdot V}{1000\eta}.$$

Общее передаточное число приводного механизма

$$i_0 = \frac{n_{эл.}}{n_n}.$$

Тормозной момент на быстроходном валу для выбора тормоза

$$M_m = k_3 \cdot q_2 H \cdot \frac{D \cdot \eta}{2 \cdot i_0},$$

где k_3 – коэффициент запаса, $k_3 = 1,25$.

Усилие натяжного устройства

$$S_{ny} = S_1 + S_2.$$

Ход ℓ_{ny} натяжного устройства находят по следующим формулам:

– для ленточных элеваторов

$$\ell_{ny} = 0,02H ;$$

– для цепных элеваторов

$$\ell_{ny} = (1,6...2)t .$$

Расчеты по проверке двигателя на пуск при подъеме груза, время пуска, максимального натяжения в тяговом элементе при пуске производятся аналогично, как и для пластинчатого конвейера. Подробно см. в [3].

Кинематическая схема привода, расчет приводного вала – аналогично, как и для пластинчатого конвейера.

Конструктивное исполнение ковшовых элеваторов и его составных частей в [8].

Контрольные вопросы

1 Каким образом осуществляется выбор типа ковшей и скорость их движения?

2 От чего зависит диаметр приводного барабана?

- 3 От чего зависит максимальное натяжение ленты в точке набегания на приводной барабан?
- 4 Каким образом осуществляется выбор типоразмера ленты элеватора?
- 5 Какие типы ковшей применяют в ковшовых элеваторах?
- 6 Чем определяется выбор тягового элемента ковшовых элеваторов?
- 7 Расскажите последовательность проведения элеватора.
- 8 Что называется полюсным расстоянием и от чего оно зависит?
- 9 Как влияет полюсное расстояние на характер разгрузки ковшей?
- 10 От чего зависит мощность двигателя элеватора?

4 Расчет подвешенного грузонесущего конвейера

4.1 Исходные данные

Исходными данными для расчета подвешенного грузонесущего конвейера являются:

- схема трассы конвейера с указанием длины отдельных горизонтальных и наклонных участков, перепадов высот, поворотных пунктов, места расположения привода и натяжного устройства, зон загрузки и разгрузки подвесок;
- производительность конвейера $Z_{ум}$, шт./ч;
- масса m , кг, и габаритные размеры $L \times B \times H$, мм, штучного груза или загруженной подвески;
- способы загрузки и разгрузки грузовых подвесок (ручной, автоматический, механизированный).

4.2 Предварительный расчет по определению основных параметров подвешенного конвейера

В зависимости от массы и габаритных размеров штучного груза принимается поштучное транспортирование, когда на каждой грузовой подвеске располагается по одному грузу, или групповое транспортирование, когда на каждой грузовой подвеске располагается по несколько n грузов. По [2, 4] принимается скорость транспортирования V , м/с, которая может составлять от 0,0017 до 0,5 м/с (от 0,1 до 30 м/мин) в зависимости от способа загрузки и разгрузки конвейера.

Часовая производительность конвейера по числу подвесок или штучных грузов определяется по формулам:

$$Z_{ум} = 3600 \cdot \frac{n \cdot V}{a};$$

$$Z_{нод} = 3600 \cdot \frac{V}{a},$$

где n – количество штучных грузов, располагаемых на одной подвеске;

V – принятая скорость транспортирования, м/с;

a – расстояние между грузовыми подвесками (шаг подвесок), м.

Для обеспечения заданной производительности расстояние между подвесками

$$a = \frac{3600 \cdot n \cdot V}{Z_{ум}}$$

или

$$a = \frac{3600 \cdot V}{Z_{нод}}.$$

Наименьший шаг подвесок a_{\min} должен обеспечивать свободное прохождение грузов или самих подвесок с наибольшими габаритами на наклонных и вертикальных участках конвейера и на поворотных пунктах с наименьшим радиусом R_{\min} :

– на наклонных участках трассы

$$a_{\min} \geq \frac{L_{\max} + \Delta}{\cos \beta_{\max}};$$

– на вертикальных участках трассы

$$a_{\min} \geq H_{\max} + \Delta,$$

где Δ – минимальный гарантийный зазор между подвесками или грузами, $\Delta = 0,15 \dots 0,2$, м;

β_{\max} – наибольший угол наклона трассы конвейера к горизонтали, град;

H_{\max} – максимальная высота подвески с грузом, м.

Наименьший шаг подвесок с наибольшими габаритными размерами в плане по обеспечению их проходимости на горизонтальных поворотных пунктах или наименьший радиус R_{\min} горизонтальных поворотных пунктов определяется методом графического построения в определенном масштабе [2, 4].

Шаг расположения грузовых подвесок должен быть кратным двум шагам тяговой цепи, но не менее ранее определенного a_{\min} ,

$$a = 2K \cdot t \geq a_{\min},$$

где t – шаг тяговой цепи;

$K = 2; 4; 6$ и т. д.

Для конвейеров с вертикальными перегибами каретки расставляют обычно на расстоянии четырех – десяти шагов цепи, но не более 800...900 мм. При большем шаге подвесок между рабочими каретками с подвесками устанав-

ливают вспомогательные (поддерживающие) каретки, препятствующие чрезмерному провисанию тяговой цепи.

Типоразмер ходовой части конвейера (каретки, цепи тяговые разборные ГОСТ 589 [2–4]) принимается по допускаемым нагрузкам на грузовую каретку $G_{к.д.}$, Н, и на тяговую цепь S_{δ} , Н.

Наибольшее расчетное натяжение тяговой цепи приближенно определяется по обобщенной формуле [1, 2]

$$S_{\max} = S_0 K_m + \omega(q_z L_z + q_0 L_x)(1 + BK_m) \pm q_z H \leq S_{\delta},$$

где S_0 – первоначальное натяжение цепи, $S_0 = 500 \dots 1000$ Н;

K_m – суммарный коэффициент местных сопротивлений движению кареток;

ω – коэффициент сопротивления движению кареток на прямолинейном участке [2–4];

q_z, q_0 – расчетные линейные нагрузки на загруженном и незагруженном участках конвейера, Н/м;

L_z, L_x – горизонтальные проекции загруженного и незагруженного участков конвейера соответственно, м;

B – коэффициент, зависящий от числа поворотов и перегибов и их расположения на трассе, $B = 0,5 \dots 0,3$;

H – наибольшая высота подъема (+), опускания (–) груза на трассе конвейера, м.

Суммарный коэффициент местных сопротивлений

$$K_m = \varphi^x \cdot \xi^y \cdot \lambda^z,$$

где φ, ξ, λ – коэффициент сопротивления на вертикальном перегибе, горизонтальном повороте на звездочке или блоке, на роликовой батарее соответственно [2–4];

x, y, z – число вертикальных перегибов, горизонтальных поворотов на звездочке или блоке, на роликовой батарее соответственно.

Расчетные линейные нагрузки на незагруженных q_0 , Н/м, и загруженных q_z , Н/м, участках конвейера

$$q_0 \approx q \left(\frac{m_n}{a_n} + \frac{m_k}{a_k} \right) + q_u;$$

$$q_z = q_0 + \frac{gm_z}{a_n},$$

где m_n, m_k – масса подвески и каретки, соответственно, кг;

a_n, a_k – шаг подвесок и кареток соответственно, м;

q_u – принятая линейная нагрузка от тяговой цепи, Н/м;

m_z – масса груза на подвеске, кг.

Массу подвески можно принять в пределах 20 %...30 % от массы груза на подвеске.

Типоразмер грузовой каретки подбирается по допускаемой нагрузке $G_{к.д.}$, Н, по формуле

$$G_{к} = g(m_{г} + m_{п}) + q_{ц} \cdot a_{к} \leq G_{к.д.}$$

При транспортировании длинномерных и тяжеловесных штучных грузов применяют траверсные подвески [2, 4], когда нагрузка от груза через траверсы передается на несколько грузовых кареток. Тогда

$$G_{к} \approx \frac{g(m_{г} + m_{т})}{n} k_{тр} + q_{ц} \cdot a_{к} \leq G_{к.д.},$$

где $m_{т}$ – масса траверсы, кг;

n – число кареток, на которые подвешивается траверса;

$k_{тр}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузок на каретки от траверсы, $k_{тр} = 1,1 \dots 1,3$.

После определения наибольшего расчетного натяжения тяговой цепи S_{max} , Н, производится подбор типоразмера цепи по разрушающей нагрузке с учетом коэффициента запаса прочности $k_{з} = 12 \dots 15$ или по допускаемому усилию и корректируются линейные нагрузки от ходовой части конвейера.

В подвесных конвейерах, имеющих наклонные участки, необходимо определить нагрузку $G_{к}^n$ на грузовую каретку на вертикальных перегибах выпуклостью вверх, т. к. на эту каретку при прохождении перегиба, кроме сил тяжести, действует радиальная составляющая от натяжения S_{max} , Н.

$$G_{к}^n = G_{к} \cdot \cos \frac{\beta}{2} + \frac{t_{к}}{R} S_{max},$$

где β – угол, соответствующий дуге перегиба;

R – минимальный радиус вертикального перегиба, м [2, 4].

В случае больших расхождений (более 15 %) от ранее принятых погонных нагрузок и нагрузок на грузовую каретку расчет корректируют.

4.3 Тяговый расчет подвесного конвейера

Тяговый расчет подвесного конвейера выполняют аналогично, как и для пластинчатого конвейера с представлением схемы конвейера и ее разбивки на отдельные участки – прямолинейные горизонтальные и наклонные, поворотные и их нумерацией [1–4].

Тяговый расчет начинают с точки, где предполагается наименьшее натяжение. Точка наименьшего натяжения в зависимости от соотношения длины горизонтальных и наклонных участков, перепадов высот может находиться в

точке сбегания цепи с приводной звездочки или после спуска с наклонного участка. С этой точки и следует начинать тяговый расчет по движению цепи конвейера до точки набегания на приводную звездочку. Минимальное натяжение принимают 500...1000 Н.

Натяжение цепи в последующей точке после прямолинейного горизонтального участка

$$S_{i+1} = S_i + \omega \cdot q \cdot L_{i-(i+1)},$$

где q – расчетная линейная нагрузка (для загруженных участков $q = q_2$; для незагруженных участков $q = q_0$).

Натяжение цепи в последующей точке после горизонтального поворотного пункта

$$S_{j+1} = \xi S_j.$$

Натяжение цепи в последующей точке после прохождения наклонного участка

$$S_{n+1} = \varphi(\varphi S_n + \omega q L_{n-(n+1)} \pm qH),$$

где H – перепад высот на наклонном участке, м.

После определения натяжения цепи в точке набегания на приводную звездочку необходимо определить натяжение цепи в остальных точках и в точке сбегания цепи с приводной звездочки. Дальнейший расчет ведут с точки наименьшего натяжения против хода конвейера в обратном порядке до точки сбегания цепи с приводной звездочки.

При этом:

– натяжение цепи в предыдущей точке перед прямолинейным горизонтальным участком

$$S_{i-1} = S_i - \omega \cdot q \cdot L_{i-(i-1)};$$

– натяжение цепи в предыдущей точке перед горизонтальным поворотным пунктом

$$S_{j-1} = \frac{1}{\xi} S_j;$$

– натяжение цепи в предыдущей точке перед наклонным участком

$$S_{n-1} = \frac{1}{\varphi} \left(\frac{1}{\varphi} S_n - \omega q L_{n-(n-1)} \pm qH \right).$$

В случае получения отрицательных значений натяжения цепи в каких-то промежуточных точках следует изменить точку наименьшего натяжения и принять такую точку, где отрицательное натяжение цепи по абсолютной величине имеет наибольшее значение и расчет повторить. Подобные примеры тягового расчета см. в [2–4].

По результатам тягового расчета устанавливается максимальное натяжение цепи и сравнивается с ранее определенным по обобщенной формуле. При расхождении результатов более 10 %...15 %. Расчет корректируют.

Тяговое усилие на приводной звездочке

$$W = S_{нб} - S_{сб} + (\xi - 1)(S_{нб} + S_{сб}).$$

Масса натяжного груза $m_{сп}$, кг, определяется по формуле

$$m_{сп} = \frac{1}{\eta_{бл} \cdot g \cdot i} (S_{нб}^H + S_{сб}^H + N),$$

где $\eta_{бл}$ – КПД полиспаста;

i – кратность полиспаста;

$S_{нб}^H, S_{сб}^H$ – натяжение цепи в точке набегания и сбегания с натяжного блока или звездочки;

N – сопротивление передвижению натяжной тележки, $N = 200 \dots 300$ Н.

По тяговому усилию W на приводной звездочке и принятой скорости движения цепи произвести расчет мощности электродвигателя и его выбор. Определить потребное передаточное число редуктора и его подбор [2, 3, 8]. Представить кинематическую схему привода и расчетную схему выходного вала редуктора. Произвести проверочный расчет на прочность выходного вала редуктора с учетом консольного приложения изгибающей нагрузки и одновременного действия изгибающего и крутящего моментов. Произвести расчет срезного предохранительного штифта на 25 % перегрузки.

Расчеты по проверке двигателя на пуск, время пуска, максимального натяжения цепи производятся аналогично, как и для пластинчатого конвейера.

Конструктивное исполнение подвесного грузонесущего конвейера и его составных частей в [8].

Контрольные вопросы

- 1 Как определяется часовая производительность конвейера по числу подвесок или штучных грузов?
- 2 От чего зависит расстояние между подвесками?
- 3 Как определяется наибольшее расчетное натяжение тяговой цепи?
- 4 Каким образом осуществляется выбор типоразмера тяговой цепи?
- 5 Каким образом осуществляется выбор типоразмера грузовой каретки?
- 6 Как определяется масса натяжного груза?

- 7 Расскажите последовательность проведения расчета подвешного конвейера.
- 8 На какой расчетный параметр подвешного конвейера влияют его поворотные устройства?
- 9 Какие предохранительные устройства применяются для защиты привода подвешного конвейера?
- 10 От чего зависит мощность двигателя расчета подвешного конвейера?

Список литературы

- 1 **Матвеевко, В. И.** Машины непрерывного транспорта: учебно-методическое пособие / В. И. Матвеевко, А. П. Смоляр. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2021. – 385 с.
- 2 **Спиваковский, А. О.** Транспортирующие машины: учебное пособие для машиностроительных вузов / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – 3-е изд., перераб. – Москва: Машиностроение, 1983. – 487 с.
- 3 **Иванченко, Ф. К.** Расчет грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко. – Киев: Вища школа, 1978. – 576 с.
- 4 **Кузьмин, А. В.** Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск: Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.
- 5 **Вайнсон, А. А.** Подъемно-транспортные машины: учебник / А. А. Вайнсон. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1989. – 516 с.
- 6 **Зенков, Р. Л.** Машины непрерывного транспорта: учебник / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1987. – 432 с.
- 7 **Иванченко, Ф. К.** Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин: учебник / Ф. К. Иванченко. – Киев: Вища школа, 1983. – 351 с.
- 8 **Транспортирующие машины. Атлас конструкций: учебное пособие / А. О. Спиваковский [и др.]** – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1971. – 330 с.