

**ОПД.Ф.11 ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ
МАШИНЫ (ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ)**
Методические указания и задания к курсовому проекту

Методические указания содержат некоторые сведения и рекомендации по расчету и проектированию ленточных конвейеров и могут быть рекомендованы студентам всех специальностей и форм обучения на практических занятиях и при выполнении контрольных заданий и курсового проекта по подъемно-транспортным машинам.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ленточные конвейеры применяются для транспортирования штучных, кусковых и сыпучих грузов, в легкой промышленности – для транспортирования сырья, полуфабрикатов и готовых изделий.

Грузонесущим и тяговым органом ленточного конвейера является бесконечная гибкая лента, опирающаяся на роликовые опоры и огибающая на концах конвейера приводной и натяжной барабаны. По типу ленты конвейеры бывают с прорезиненной, стальной и проволочной лентой. Наибольшее распространение получили конвейеры с прорезиненной лентой.

По профилю трассы ленточные конвейеры разделяются на горизонтальные, наклонные и комбинированные.

Передача движения ленте осуществляется фрикционным способом от приводного барабана. В приводах наклонных конвейеров может быть установлено также стопорное устройство (останов или тормоз).

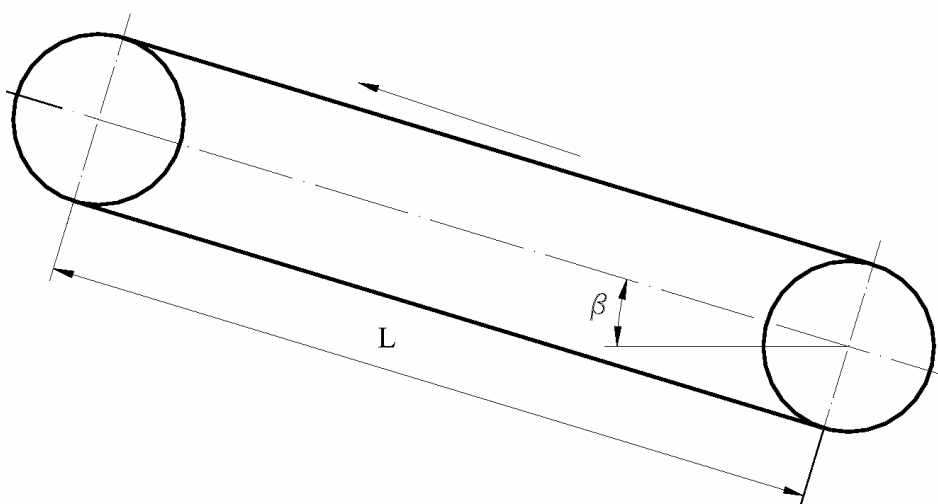
Необходимое первоначальное натяжение создается натяжным барабаном с помощью винтового или грузового натяжного устройства. Винтовые натяжные устройства применяют преимущественно на коротких (до 30...60 м) горизонтальных и наклонных конвейерах. В ленточных конвейерах большой длины применяются грузовые натяжные устройства (тележечные либо рамные).

Привод барабана ленточного конвейера состоит из электродвигателя, соединительной муфты, редуктора, в некоторых случаях редуктора в сочетании с вариатором, клиноременной или цепной передачей.

Все конструктивные элементы конвейера монтируются на опорной металлоконструкции (раме) конвейера, закрепленной на фундаменте или несущих частях здания. Металлоконструкции конвейеров выполняются сварными из стандартных прокатных профилей: уголков, швеллеров и т.д.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Схема конвейера



Исходные данные

Штучные грузы

$b \times b \times b$ - габаритные размеры груза, м;

Q - масса груза, кг;

Z - производительность конвейера, шт/час;

L - длина конвейера, м;

β - угол наклона конвейера.

Насыпные грузы

γ - насыпная масса груза, т/м³;

Π - производительность конвейера, т/ч;

L - длина конвейера, м;

β - угол наклона конвейера.

Последовательность расчета

1. Определение параметров конвейерной ленты

1.1. Выбор скорости движения ленты

Скорость движения ленты при транспортировании штучных и насыпных грузов зависит от свойств груза и ширины ленты.

При транспортировании штучных грузов скорость ленты обычно выбирают в пределах $V=0,2...0,8$ м/с, причем для грузов массой до 15 кг $V=0,5...0,8$ м/с, для грузов большей массы $V=0,2...0,5$ м/с.

При транспортировании насыпных грузов скорость ленты предварительно можно выбрать в пределах $V=1...2$ м/с.

Номинальную скорость ленты устанавливают из ряда нормальных значений по ГОСТ 22644-77:

0,25 - 0,315 - 0,4 - 0,5 - 0,63 - 0,8 - 1 - 1,25 - 1,6 - 2 - 2,5... м/с.

1.2. Определение ширины ленты В

При транспортировании штучных грузов, предполагая ориентированную укладку груза, ширину ленты принимают равной

$$B = b + (50...200) \text{ мм},$$

где b – ширина груза, мм.

При транспортировании насыпных грузов ширину ленты определяют по формуле:

$$B = 1.1 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{CV\gamma}} + 0.05 \right) \text{ м},$$

где Π - производительность, т/ч;

V – скорость ленты, м/с;

γ - насыпная масса груза, т/м³;

C – коэффициент, зависящий от угла откоса груза на ленте:

для плоской ленты $C=240...325$;

для желобчатой ленты $C=450...655$.

Рассчитанное значение ширины ленты следует округлить до ближайшей стандартной величины по ГОСТ 22644-77:

300 – 400 – 500 – 650 – 800 – 1000 – 1200 – 1400 ... мм.

1.3. Выбор типа ленты, определение ее основных параметров

В ленточных конвейерах в основном применяют прорезиненные тканевые ленты, состоящие из послойного тягового каркаса и наружных резиновых обкладок. В зависимости от условий эксплуатации и назначения различают пять типов резинотканевых лент: 1; 2Р; 2; 3; 4 – общего назначения, морозостойкие,

теплостойкие, повышенной теплостойкости, пищевые и негорючие. Может быть рекомендована резиноканевая конвейерная лента типа 2 общего назначения по ГОСТ 20-76.

Для выбранной ленты число тканевых прокладок предварительно можно принять $i = 3$ при минимальной прочности прокладки $K_p = 55$ Н/мм и толщине одной тканевой прокладки $\delta_{пр} = 1,15$ мм.

Толщину обкладки рабочей поверхности можно выбрать $\delta_1 = 3$ мм и нерабочей $\delta_2 = 1$ мм.

1.4. Обозначение выбранной ленты

Пример обозначения выбранной ленты шириной 400 мм:

ЛЕНТА 2 – 400 – 3 – БКНЛ–65 – 3 – 1 – Б - ГОСТ 20-76,

где 2 – тип ленты;

400 – ширина ленты, мм;

3 – число прокладок;

БКНЛ-65 – наименование ткани;

3 – толщина обкладки, мм;

1 – толщина нерабочей обкладки, мм;

Б – класс прочности обкладочной резины.

1.5. Определение массы одного погонного метра ленты

$$q_{л} = 1.1B(\delta_1 + \delta_2 + i\delta_{пр}), \text{ кг/м,}$$

где B – ширина ленты, м;

$\delta_1, \delta_2, \delta_{пр}$ – толщины прокладок, мм;

i – число тканевых прокладок.

2. Определение основных параметров роlikоопор

2.1. Выбор типа роlikоопор

Роликовые опоры относятся к основному элементу ленточного конвейера. Ролики должны быть долговечными, обладать малым сопротивлением вращению, способствовать центрированию ленты, обеспечивать ленте необходимую коробчатость. Для рабочей ветви ленты при транспортировании сыпучих грузов применяют многороликовые опоры (желобчатые – тип "Ж"), а для штучных грузов – "плоские опоры" – тип "П", состоящие из одного ролика. Холостая ветвь большей частью имеет однороликовые опоры – тип "Н". Роликоопоры ленты конвейеров общего назначения выполняются с жестким креплением осей на опорах (тип I), которые в свою очередь крепятся болтами к раме конвейеров. На высокопроизводительных конвейерах применяются ролики с выносными подшипниками на полуосях (тип II).

2.2. Определение размеров и массы вращающихся частей роликоопор

Ширина ленты, мм	Прямая роликоопора		Желобчатая роликоопора	
	диаметр ролика, мм	масса, кг	диаметр ролика, мм	масса, кг
400	108	6.5	108	10
500	108	8.0	108	11.5
650	108	11.0	108	12.5
800	133	19.5	133	22
1000	133	21.5	133	25
1200	133	26.5	133	29
1400	159	40.5	159	50.5

2.3. Обозначение роликоопор

Пример обозначения роликоопоры верхней прямой для ленты шириной 650 мм и роликом диаметром 108 мм.

Роликоопора П65 – 108 ГОСТ 22645-77,

где П – тип роликоопоры;
 65 – ширина ленты, см;
 108 – диаметр ролика, мм.

2.4. Определение расстояний между роликоопорами

Рекомендуемые расстояния между роликоопорами:

Для штучных грузов массой до 20 кг

на рабочей ветви $l'_p = 1 \dots 1,4$ м;

на холостой ветви $l''_p = 2 \dots 3$ м.

Для штучных грузов массой свыше 20 кг

на рабочей ветви $l'_p \leq b/2$, где b – длина груза ;

на холостой ветви $l''_p = 2 \dots 3$ м.

Для насыпных грузов

на рабочей ветви $l'_p = 1 \dots 1,5$ м;

на холостой ветви $l''_p = 2 \dots 3$ м.

2.5. Определение погонных масс вращающихся частей роликоопор:

на рабочей ветви $q'_p = \frac{Q'_p}{l'_p}$,

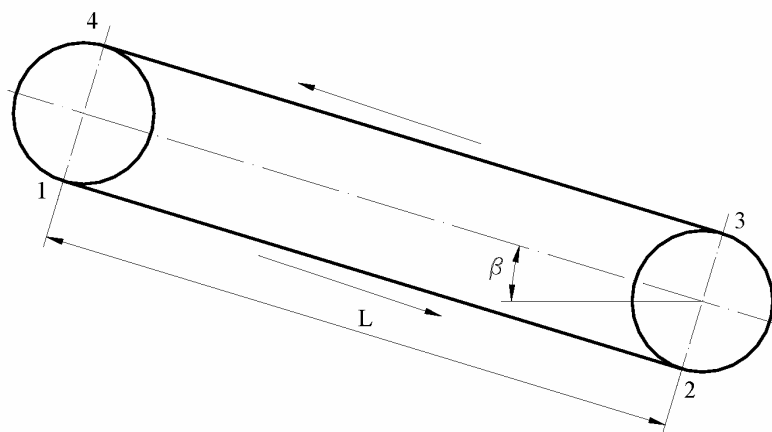
на холостой ветви $q''_p = \frac{Q''_p}{l''_p}$,

где Q'_p, Q''_p – массы вращающихся частей роликоопор соответственно на рабочей и холостой ветвях.

3. Тяговый расчет конвейера

Тяговый расчет заключается в определении натяжений ленты в точках контура методом обхода по контуру и тягового усилия конвейера.

Контур трассы конвейера разделяют на прямолинейные (горизонтальные и наклонные) и криволинейные (повороты ленты на барабанах и роликах) участки. Нумерацию и расчет начинают с точки сбегающей ленты с приводного барабана, точки 1.



3.1. Определение натяжения ленты в точках контура

Натяжения ленты в точках контура:

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 + W_{1-2}, \\ S_3 &= S_2 + W_{2-3} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3}, \\ S_4 &= S_1 + W_{3-4} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4}. \end{aligned}$$

Сопротивление на холостой ветви

$$W_{1-2} = (q_{л} + q_{п}^{\prime\prime}) \cdot g \cdot L \cdot \cos \beta \cdot w' \pm q_{л} \cdot g \cdot L \cdot \sin \beta,$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

L – длина конвейера, м;

W' – коэффициент сопротивления движению ленты по роlikоопорам (меньшие значения – для прямых роlikоопор, большие – для желобчатых):

- в отапливаемом помещении с нормальной влажностью при наличии небольшого количества абразивной пыли

$$W' = 0,022 \dots 0,025;$$

- в неотапливаемом помещении с повышенной влажностью или на открытом воздухе при наличии большого количества абразивной пыли

$$W' = 0,035 \dots 0,04.$$

В формулах для определения сопротивления W для холостой и грузовой ветви у второго члена знак "плюс" принимается при движении вверх, а знак "минус" – при движении вниз.

Сопротивление при огибании лентой натяжного барабана

$$W_{2-3} = (0,05 \dots 0,06) S_2 - \text{при угле обхвата лентой барабана } \geq 180^\circ.$$

Сопротивление на грузовой ветви

$$W_{3-4} = (q + q_{\text{л}} + q'_p) \cdot g \cdot L \cdot \cos \beta \cdot w' \pm (q + q_{\text{л}}) \cdot g \cdot L \cdot \sin \beta,$$

где q – погонная масса груза.

Для штучных грузов

$$q = Q/a, \text{ (кг/м)},$$

где Q – масса груза, кг;

a – шаг грузов (расстояние между центрами двух соседних грузов), м:

$$a = 3,6 \frac{QV}{\Pi} \text{ (м)}, \quad Q - \text{кг}, V - \text{м/с};$$

Π – производительность конвейера, т/час,

$$\Pi = \frac{QZ}{1000} \text{ (т/час)};$$

Z – штучная производительность, шт/час.

Для насыпных грузов

$$q = \frac{\Pi}{3,6V} \text{ (кг/м)}, \quad \Pi - \text{т/час}, V - \text{м/с}.$$

Неизвестные величины S_1 и S_4 определяются решением системы уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} S_4 = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} \\ S_4 = S_1 e^{\mu\alpha} \end{array} \right\},$$

где $e^{\mu\alpha}$ – тяговый фактор (для чугунного или стального барабана при влажной атмосфере и угле обхвата 180° можно принять $e^{\mu\alpha} = 1,87$).

3.2. Определение тягового усилия

Окружное усилие на приводном барабане определяется по формуле

$$F_t = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} + W_{\text{пр}},$$

где $W_{\text{пр}}$ – сопротивление при огибании лентой приводного барабана:

$$W_{пр} = (0,03 \dots 0,05)(S_{нб} + S_{сб}).$$

Таким образом,

$$F_t = (S_4 - S_1) + (0,03 \dots 0,05)(S_4 + S_1).$$

4. Проверка ленты на прочность

Необходимое число прокладок ленты определяется по формуле

$$i = \frac{S_{\max} n}{k_p B},$$

где S_{\max} – максимальное натяжение ленты, Н;
 n – коэффициент запаса прочности ленты;
 k_p – прочность тяговой прокладки, Н/мм;
 B – ширина ленты, мм.

Применительно к рассматриваемому случаю

$$S_{\max} = S_4, k_p = 55 \text{ Н/мм}.$$

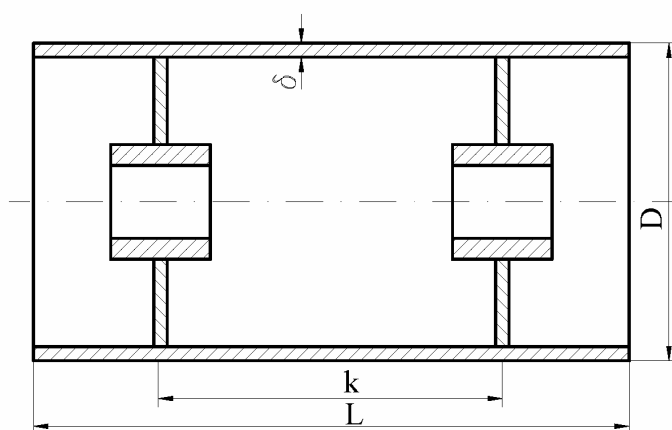
Значение n для резинотканевых лент общего назначения $n = 8 \dots 10$.

Меньшие значения – при угле наклона конвейера $\beta \leq 10^\circ$, большие – при $\beta > 10^\circ$.

Если предварительно принятое число прокладок ($i = 3$) оказывается недостаточным, то его увеличивают (для выбранной выше ленты $i_{\max} = 8$), либо принимают ленту с более прочными прокладками, имеющими $k_p = 100, 150$ или 200 Н/мм.

5. Проектирование приводной станции

5.1. Разработка конструкции и определение основных параметров приводного барабана.



Диаметр приводного барабана D определяют в зависимости от числа прокладок ленты

$$D = ai \geq D_{\min},$$

где a – коэффициент, зависящий от прочности ткани ленты k_p .

k_p , Н/мм	55	100	150	200
a	125...130	150...180	160...200	200...220

На основании анализа действующих аналогичных установок, конвейеры различной ширины имеют следующие минимальные значения диаметров приводных барабанов D_{\min} :

Ширина ленты B , мм	300	400	500	650	800	1000	1200
D_{\min} , мм	400	400	400	400	500	500	630

Диаметры барабанов должны соответствовать номинальному ряду по ГОСТ 22644-77:

... 400, 500, 630, 800, 1000, 1200 ... мм.

Толщину обода барабана δ можно принять равной

$$\delta = 0,005D + (4...6)\text{мм},$$

где D - диаметр барабана, мм.

Длина барабана выбирается в зависимости от ширины ленты

D , мм	300	400	500	650	800	1000	1200
L , мм	400	500	600	750	950	1150	1400

Расстояние между втулками

$$k = 0,9B,$$

где B – ширина ленты.

Ориентировочная масса Q_6 приводных барабанов, кг:

Диаметр D, мм	Длина барабана L, мм						
	400	500	600	750	950	1150	1400
400	42	49	57	69	84	100	120
500	64	74	85	100	121	140	167
650	91	106	119	140	167	195	229
800	127	146	167	194	233	273	322
1000	171	198	225	264	318	371	438

5.2. Выбор электродвигателя

5.2.1. Определяют требуемую мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{F_t V}{1000\eta} \text{ (кВт)},$$

где F_t – окружное усилие на приводном барабане, Н;

V – скорость ленты, м/с;

$\eta = 0,8 \dots 0,85$ – общий к.п.д. привода.

5.2.2. По каталогу (например, 2, с.299-308) выбирают электродвигатель ближайшей большей мощности. При этом могут быть рекомендованы электродвигатели серии 4А по ГОСТ 19523-81 с синхронной частотой вращения 1000 об/мин.

Изображают выбранный двигатель, указывают его обозначение, основные размеры и параметры (P_3, n_3).

5.3 Выбор редуктора

Предпочтительным является привод, состоящий из электродвигателя и редуктора без дополнительной передачи.

5.3.1. Определяют частоту вращения приводного барабана

$$n = \frac{60V}{\pi D} \text{ (об/мин)},$$

где V – скорость ленты, м/с;

D – диаметр приводного барабана, м.

5.3.2. Определяют передаточное число привода

$$u = \frac{n_3}{n},$$

где n_3 – частота вращения вала электродвигателя.

5.3.3. Определяют величину крутящего момента на тихоходном валу редуктора

$$T = F_t \frac{D}{2} \text{ (Н·м)},$$

где F_t – окружное усилие на приводном барабане, Н;

D – диаметр приводного барабана, м.

В некоторых справочниках вместо величины крутящего момента на тихоходном валу приводятся мощность и частота вращения быстроходного вала редуктора.

5.3.4. Из каталога, например [2, с.317-332; 8, с.40-45], выбирают редуктор, имеющий близкие к требуемым значения "u" и "T" (или P).

Изображают выбранный редуктор, указывают его обозначение, основные параметры и размеры, в том числе диаметры выходных концов валов.

5.4. Расчет вала приводного барабана

5.4.1. Определяют диаметр вала из расчета только на кручение

$$d = (150 \dots 170) \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ (мм)},$$

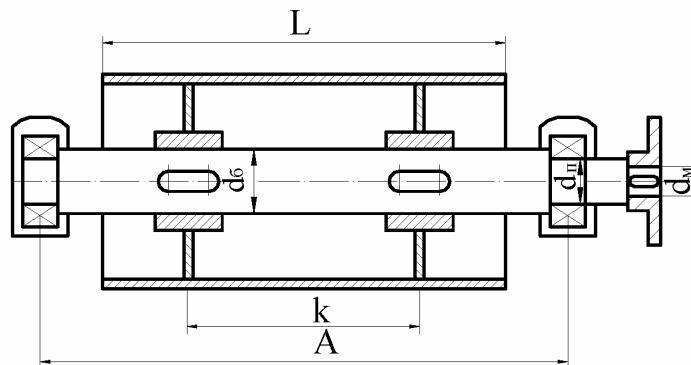
где P – мощность на валу приводного барабана,

$$P = \frac{F_t V}{1000} \text{ (кВт)},$$

F_t – окружное усилие на приводном барабане, Н;

V – скорость ленты, м/с.

5.4.2. Разрабатывают конструкцию вала



Рассчитанной в пункте 5.4.1. величиной оценивают средний диаметр вала приводного барабана, например, диаметр вала в месте посадки подшипника $d_{\text{п}}$ ($d_{\text{п}}$ следует округлить до величины, кратной 5). Остальные диаметры вала назначают, приняв за исходный $d_{\text{п}}$.

Следует иметь в виду, что на основании анализа существующих конструкций конвейеров

при $D \geq 400$ мм, где D – диаметр приводного барабана, $d_{\text{м}} \geq 55$ мм, $d_{\text{п}} \geq 60$ мм.

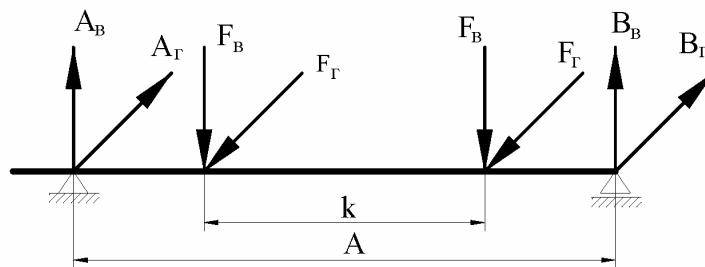
Также на основании анализа существующих конструкций конвейеров различных типоразмеров, расстояние "А" между опорами вала в зависимости от длины L приводного барабана имеет следующие значения

L , мм	400	500	600	750	950	1150	1400
A , мм	630	730	850	1000	1260	1500	1750

5.4.3. Производят проверочный расчет вала на прочность [6]

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}.$$

Расчетная схема вала приводного барабана имеет вид:



$$F_B = \frac{G_6}{2} + \frac{S_4 + S_1}{2} \cdot \sin \beta,$$

$$F_T = \frac{S_4 + S_1}{2} \cdot \cos \beta,$$

где G_6 – сила тяжести барабана, $G_6 = 9.81Q_6$ (Н);
 Q_6 – масса барабана, кг.

5.5. Выбор и проверочный расчет шпонок [3, с.301-304]

5.6. Выбор подшипников и их проверка по динамической грузоподъемности [3, с.359-374, 533-534]

При монтаже на раме конвейера отдельно стоящих корпусов подшипников имеет место нарушение их соосности и перекося вала. Поэтому необходимо принимать шариковые или роликовые радиальные двухрядные сферические подшипники.

5.7. Выбор корпусов подшипников и торцовых крышек

Зная типоразмер подшипника, можно выбрать корпус подшипника и торцовые крышки. Конструкция и размеры корпусов подшипников и крышек приведены в [8, с.35-39; 7, с.32] и др.

5.8. Выбор и расчет муфт

Соединение валов электродвигателя и редуктора производится обычно упругой муфтой, например, упругой втулочно-пальцевой, а валов редуктора и барабана – компенсирующей цепной или зубчатой муфтой [3, с.456-464].

Необходимо изобразить выбранные муфты, указать их основные размеры и параметры.

6. Проектирование натяжной станции

6.1. Конструкцию и основные параметры натяжного барабана можно принять аналогичными приводному барабану.

6.2. Выбор типа натяжного устройства

В ленточных конвейерах применяются винтовые и грузовые натяжные устройства. Винтовые натяжные устройства применяются преимущественно на коротких (до 30...60 м) горизонтальных и наклонных конвейерах. В ленточных конвейерах большей длины применяют грузовые натяжные устройства.

6.3. Определение величины хода натяжного устройства

Величина хода X натяжного устройства зависит от угла наклона конвейера β .

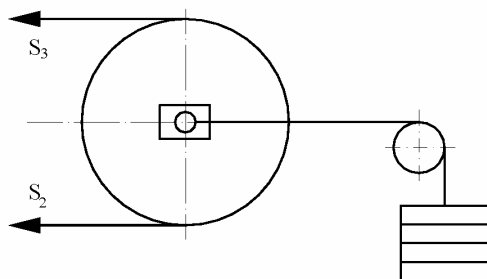
При $\beta \leq 10^\circ$ $X \approx 0.03L$,

при $\beta > 10^\circ$ $X \approx 0.02L$,

где L – длина конвейера.

6.4. Определение параметров грузового натяжного устройства

6.4.1. Выбирают схему устройства



6.4.2. Определяют массу натяжного устройства

$$Q_{\text{гр}} = \frac{S_2 + S_3 + T}{\eta_{\text{бл}}^n \cdot g},$$

где S_2, S_3 – натяжение ленты в точках набегания на натяжной барабан и сбегания с него;

T – сопротивление перемещению тележки натяжного механизма, ориентировочно $T = 150 \dots 200 \text{ Н}$;

$\eta_{\text{бл}} = 0.94 \dots 0.98$ – к.п.д. блока; меньшие значения – для блоков на подшипниках скольжения, большие – на подшипниках качения;

n – число блоков в отклоняющей системе; в принятой выше схеме $n = 1$.

6.4.3. Определяют объем груза

$$V_{\text{гр}} = \frac{1000 Q_{\text{гр}}}{\gamma} \text{ (см}^3\text{)},$$

где $Q_{\text{гр}}$ – масса груза, кг;

γ – удельная масса материала груза, г/см^3
(для чугуна $\gamma = 7.8 \text{ г/см}^3$).

6.4.4. Определяют форму и размеры груза

Грузу чаще всего придают цилиндрическую форму с таким расчетом, чтобы его высота $H_{\text{гр}}$ несколько превышала диаметр $D_{\text{гр}}$.

При определении размеров груза обычно задаются $D_{\text{гр}}$ и определяют $H_{\text{гр}}$.

$$V_{\text{гр}} = \frac{\pi D_{\text{гр}}^2}{4} H_{\text{гр}} \rightarrow H_{\text{гр}}$$

Наиболее удобным в эксплуатации является груз, состоящий из нескольких дисков.

6.4.5. Выбирают типоразмер каната

В конструкции грузового натяжного устройства ленточных конвейеров можно применять различные типы канатов, например канат стальной

ЛК – 0 6 × 19 ГОСТ 3077-80.

В обозначении:

ЛК – линейный контакт отдельных проволок между слоями прядей;

0 – пряди изготовлены из проволок одинакового диаметра;

6 – число прядей;

19 – число проволок в пряди.

Выбор диаметра каната производится по соотношению

$$n \cdot S_{\max} \leq S_p,$$

где S_{\max} – наибольшее рабочее натяжение каната,

$$S_{\max} = \frac{S_2 + S_3 + T}{\eta_{\text{бл}}};$$

n – запас прочности, $n = 4,5 \dots 5$;

S_p – разрывное усилие каната.

Диаметр каната, мм	S_p , Н при $\sigma_{\text{в проволоки}} = 1568$ Н/мм ²	Обозначение ка- ната
3.7	6740	ЛК-0 6×7 ГОСТ 3069-80
4.0	7640	
4.9	11850	
5.9	16950	
8.3	34800	ЛК-Р 6×19 ГОСТ 2688-80
9.1	41550	
9.9	48850	
11.0	62850	
11.5	66150	ЛК-0 6×19 ГОСТ 3077-80
12	72000	
13	81000	
14	97750	
15	115500	
16.5	135000	
17.5	156000	
19.5	183000	
20.5	210500	

6.4.6. Определяют диаметр блока

$$D_{\text{бл}} \geq 15d,$$

где $D_{\text{бл}}$ – диаметр блока, измеренный по дну канавки, мм;

d – диаметр каната, мм.

6.4. *Определение размеров винта винтового натяжного устройства*

6.4.1. *Определяют усилие, приходящееся на один винт (обычно в механизме 2 винта),*

$$G_{\text{H}} = (1,15 \dots 1,25) \frac{S_2 + S_3 + T}{2},$$

где S_2, S_3 – натяжение ленты в точках набегания на натяжной барабан и сбегания с него;

T – сопротивление перемещению ползуна в направляющих,
равное 200... 300Н;
1,15... 1,25 – коэффициент, учитывающий неравномерность
распределения нагрузки между винтами.

6.4.2. Рассчитывают внутренний диаметр резьбы винта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4G_H}{\pi[\sigma]_p}},$$

где $[\sigma]_p = (0,2 \dots 0,4) \sigma_T$. В качестве материала винта можно взять
сталь Ст.5 ($\sigma_T = 280 \text{ Н/мм}^2$).

6.4.3. По d_1 из таблиц резьб определяют наружный (номинальный) диаметр резьбы. Как правило, он оказывается весьма мал и его увеличивают до приемлемой конструктивной величины, например М16, М20, ...

6.5. Расчет оси натяжного барабана

6.5.1. Разрабатывают конструкцию оси

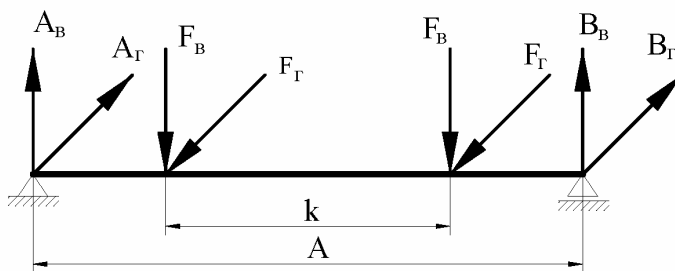
Диаметры оси натяжного барабана назначаются конструктивно. При этом

$$d_{\text{оси}} \approx 0,8d_{\text{вала}}.$$

6.5.2. Производят проверочный расчет оси на прочность [6]

$$s = s_{\sigma} \geq [s]$$

Расчетная схема оси натяжного барабана имеет вид



$$F_B = \frac{G_6}{2} + \frac{S_2 + S_3}{2} \cdot \sin \beta,$$

$$F_G = \frac{S_2 + S_3}{2} \cdot \cos \beta.$$

6.6. Выбор подшипников оси натяжного барабана и их проверка по динамической грузоподъемности.

6.7. Выбор корпусов подшипников и торцовых крышек.

7. Проектирование станины конвейера

Станину выполняют из прокатных профилей стали в виде продольных балок, на которые устанавливают роликоопоры – см. [1, рис. 4.27, с. 128].

ЛИТЕРАТУРА

1. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины.- М.: Машиностроение, 1983.- 487 с.

2. Кузьмин А.В., Марон Ф.Р. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин.- Минск: Высшая школа, 1983.- 350 с.

3. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач.- М.: Машиностроение, 1984.- 560 с., ил.

4. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций/ Под ред. М.П.Александрова и Д.Н.Решетова.- М.: Машиностроение, 1987.- 118 с., ил.

5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т.- 5-е изд.- М.: Машиностроение.

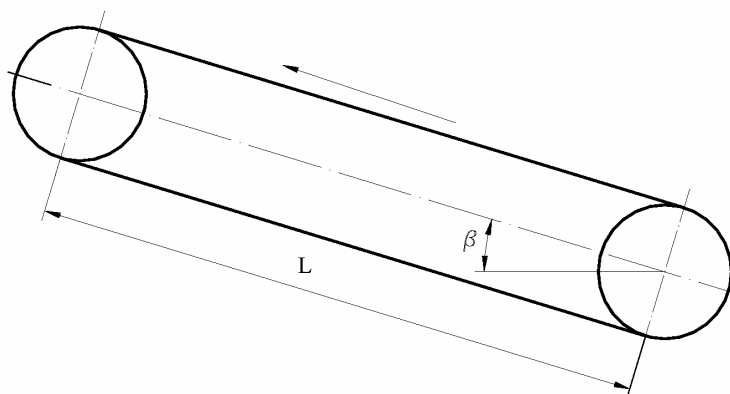
6. Расчет валов на усталостную прочность. Методические указания/ Б.В.Яблоков, И.В.Томилова.- Иваново, 1988.- 48 с., ил.

7. Приводы машин. Атлас конструкций. Методические указания к выполнению графической части курсового проекта по деталям машин/ Б.В.Яблоков, С.В.Белов.- Иваново, 2001.

8. Проектирование подъемно-транспортных устройств. Методические указания по выполнению графической части курсового проекта/ Б.В.Яблоков, И.В.Томилова, Г.Г.Романов.- Иваново, 1988.- 45 с., ил.

ЗАДАНИЕ 1М

Спроектировать ленточный конвейер для перемещения штучных грузов



Исходные данные

$b \times b \times b$ – габариты груза,

Q – масса груза,

Z – производительность конвейера,

L – длина конвейера,

β – угол наклона конвейера. Недостающие данные принять произвольно.

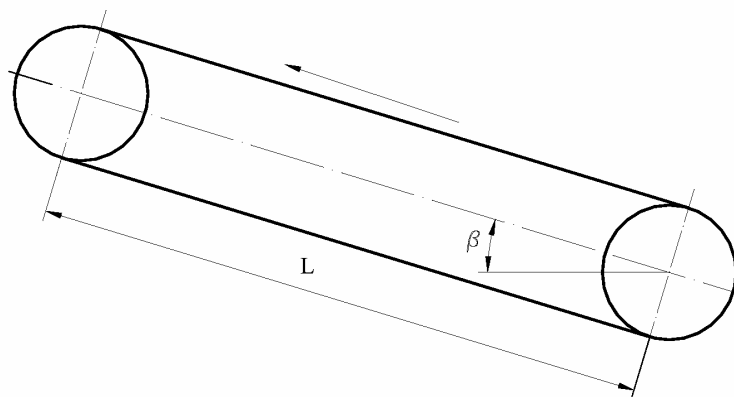
В графической части разработать:

1. Общий вид конвейера.
2. Приводную станцию.
3. Натяжную станцию.

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
b , м	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	0,5	0,6	0,7	0,8	0,4	0,9
G , кг	64	16	58	22	52	28	46	34	40	62	20	56	26
Z , шт/ч	100	340	130	310	160	280	190	250	220	120	330	150	300
L , м	60	80	25	75	30	70	35	65	40	60	45	55	20
β , град	5	10	15	20	15	10	5	10	15	20	15	10	5
№ вар.	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
b , м	1	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	0,4	0,5	0,6	0,7	
G , кг	50	32	44	38	60	18	54	24	48	30	42	36	
Z , шт/ч	180	270	210	240	110	320	140	290	170	260	200	230	
L , м	80	25	75	30	70	35	65	40	60	45	55	20	
β , град	10	15	20	15	10	5	10	15	20	15	10	5	

ЗАДАНИЕ 2М

Спроектировать ленточный конвейер для перемещения насыпных грузов



Исходные данные

γ – насыпная масса груза, L – длина конвейера,
 Π – производительность конвейера, β – угол наклона конвейера.
 Недостающие данные принять произвольно.

В графической части разработать:

1. Общий вид конвейера. 2. Приводную станцию. 3. Натяжную станцию.

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\gamma, \text{т/м}^3$	0,5	0,9	1,3	1,5	1,8	2,1	0,5	0,9	1,3	1,5	1,8	2,1	0,5
$\Pi, \text{т/ч}$	78	30	72	36	66	42	60	48	54	76	32	70	40
$L, \text{м}$	70	30	50	40	35	60	25	60	35	40	50	30	70
$\beta, \text{град}$	5	10	15	10	5	10	15	10	5	10	15	10	5
№ вар.	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
$\gamma, \text{т/м}^3$	0,9	1,3	1,5	1,8	2,1	0,5	0,9	1,3	1,5	1,8	2,1	0,5	
$\Pi, \text{т/ч}$	64	46	58	52	74	34	68	38	62	44	56	50	
$L, \text{м}$	30	50	40	35	60	25	60	35	40	50	30	70	
$\beta, \text{град}$	10	15	10	5	10	15	10	5	10	15	10	5	